



Уральский
федеральный
университет

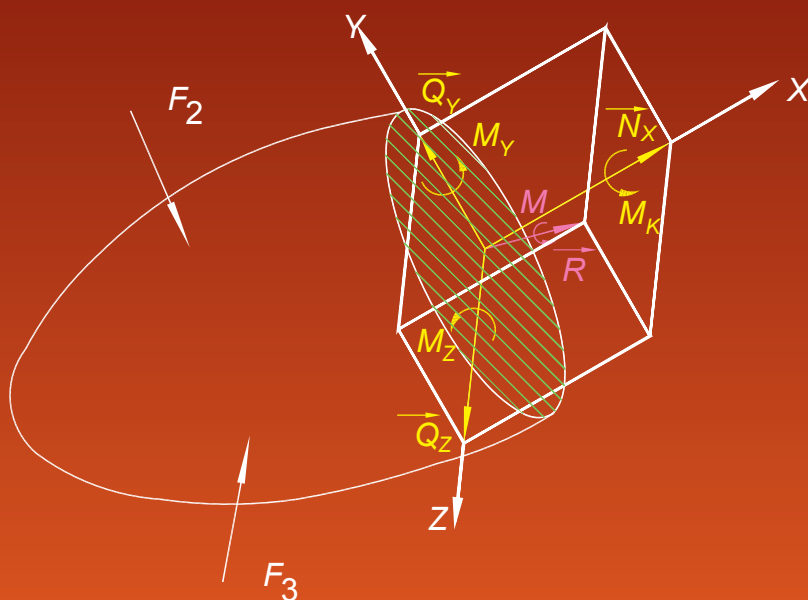
имени первого Президента
России Б.Н. Ельцина

Институт новых материалов
и технологий

Л. П. ВЯЗКОВА
Л. В. МАЛЬЦЕВ
С. В. ПАРЫШЕВ

ОСНОВЫ РАСЧЕТОВ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ В 2 частях Часть 1

Учебное пособие



Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации
Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

Л. П. Вязкова
Л. В. Мальцев
С. В. Парышев

ОСНОВЫ РАСЧЕТОВ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ

В 2 частях

Часть 1

Учебное пособие

Рекомендовано методическим советом
Уральского федерального университета
для студентов вуза, обучающихся
по направлениям подготовки:
14.05.02 — Атомные станции: проектирование,
эксплуатация и инжиниринг;
13.03.02 — Электроэнергетика и электротехника;
13.03.01 — Теплоэнергетика и теплотехника

Екатеринбург
Издательство Уральского университета
2019

УДК 539.3(075.8)

ББК 22.251я73

В99

Рецензенты:

кафедра «Технология металлов и ремонт машин» Уральского государственного аграрного университета (завкафедрой доц., канд. техн. наук *В. А. Александров*); проф., канд. техн. наук *Э. А. Бубнов* (Уральский государственный архитектурно-художественный университет)

Научный редактор доц., канд. техн. наук *В. П. Новоселов*

Вязкова, Л. П.

В99 Основы расчетов прочностной надежности . В 2 частях. Часть 1 : учебное пособие / Л. П. Вязкова, Л. В. Мальцев, С. В. Парышев ; Мин-во науки и высшего образования РФ. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2019. — 176 с.

ISBN 978-5-7996-2786-7 (ч. 1)

ISBN 978-5-7996-2785-0

Пособие соответствует программам курсов «Механика», «Детали машин и основы конструирования», «Техническая механика», «Прикладная механика» и предназначено для студентов всех форм обучения, выполняющих курсовые проекты, курсовые работы, расчетно-графические работы и домашние задания по разделам «Теоретическая механика», «Сопротивление материалов» названных курсов.

Работа состоит из двух частей. В 1-й части приведены основные теоретические сведения, рассмотрены такие виды деформации, как растяжение и сжатие, сдвиг и кручение. Во 2-й части рассмотрен плоский поперечный изгиб, теория прочности, сложное сопротивление.

Библиогр.: 8 назв. Табл. 1. Рис. 40.

УДК 539.3(075.8)

ББК 22.251я73

Учебное издание

Вязкова Людмила Павловна, Мальцев Лев Витальевич, Парышев Сергей Владимирович

ОСНОВЫ РАСЧЕТОВ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ

В 2 частях

Часть 1

Редактор И. В. Коршунова
Верстка О. П. Игнатьевой

Подписано в печать 11.11.2019. Формат 70×100/16. Бумага офсетная. Цифровая печать. Усл. печ. л. 14,2.
Уч.-изд. л. 8,78. Тираж 40 экз. Заказ 326

Издательство Уральского университета. Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5. Тел.: +7 (343) 375-48-25, 375-46-85, 374-19-41. E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ
620083, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4. Тел.: +7 (343) 358-93-06, 350-58-20, 350-90-13. Факс: +7 (343) 358-93-06
<http://print.urfu.ru>

ISBN 978-5-7996-2786-7 (ч. 1)

ISBN 978-5-7996-2785-0

© Уральский федеральный
университет, 2019

Оглавление

Предисловие	5
1. Равновесие тела под действием плоской системы сил	6
Задания для самопроверки.....	10
2. Основные теоретические сведения	12
2.1. Модели прочностной надежности	12
2.1.1. Модели материала	12
2.1.2. Модели формы	13
2.1.3. Модели нагружения	14
2.1.4. Модели разрушения	15
2.2. Внутренние силы.....	15
2.3. Напряжения	17
2.4. Деформации и перемещения.....	19
3. Растяжение и сжатие	22
3.1. Внутренние силовые факторы.....	22
3.2. Напряжения при растяжении и сжатии	25
3.3. Определение деформаций и перемещений.....	27
3.4. Опытное изучение свойств материалов	28
3.5. Метод допускаемых напряжений	32
Задания для самопроверки.....	45
4. Сдвиг и кручение	47
4.1. Сдвиг.....	47
4.2. Кручение.....	49
4.2.1. Деформации при кручении.....	52
4.2.2. Напряжения.....	54
4.2.3. Полярные момент инерции и момент сопротивления круга и кругового кольца.....	56
Задание для самопроверки	67

Задания	69
1. Равновесие тела под действием плоской системы сил.....	69
2. Растяжение и сжатие	79
3. Кручение	94
Билеты для текущего контроля знаний	106
1. Равновесие тела под действием плоской системы сил.....	106
2. Растяжение и сжатие	116
3. Кручение	146
Библиографический список	176

Предисловие

Учебное пособие составлено в соответствии с программами дисциплин «Механика», «Детали машин и основы конструирования», «Техническая механика», «Прикладная механика» для студентов технологических специальностей всех форм обучения.

Пособие может быть использовано при изучении теоретических курсов, а также при выполнении курсовых работ и проектов.

Опыт преподавания по данным дисциплинам показывает, что наибольшие затруднения у студентов связаны с решением задач. Следует заметить, что именно выполнение практической работы помогает студентам глубже и прочнее усвоить основные теоретические положения, разобраться в методах расчета конструкций, работающих при различных видах нагрузений.

Для лучшего усвоения материала приведены теоретические предпосылки решения задач по основным темам курса.

Примеры решения предложены в том виде, в каком они должны быть представлены в студенческих работах.

Особая методическая составляющая приведена в дополнительном тексте, в котором для самостоятельной работы в системе самоконтроля размещены задания по темам: равновесие тела под действием плоской системы сил, растяжение и сжатие, кручение, плоский поперечный изгиб, сложное сопротивление и прочность при циклически изменяющихся напряжениях — и билеты для текущего контроля знаний.

1. Равновесие тела под действием плоской системы сил

Связи и реакции связей

Твердое тело называется свободным, если его перемещение в пространстве не ограничено другими телами. В противном случае такое тело называется несвободным. Твердые тела, которые ограничивают перемещение данного тела, в механике называют его жесткими связями. Силы, с которыми эти связи действуют на данное тело, называются реакциями связей.

При расчетах прочностной надежности внешние нагрузки (силы сосредоточенные и распределенные и моменты), действующие на деталь машины или элемент конструкции, определяются взаимодействием с другими деталями (элементами конструкции). Технологические нагрузки и инерционные силы определяются при анализе работы конструкции. Связи, обеспечивающие фиксацию элемента конструкции в пространстве, называют *опорами*, а силы и моменты, действующие на них, — *реакциями опор*.

Конструкции опор многообразны, однако по принципу действия их можно свести к нескольким схемам (рис. 1.1).

Различают следующие типы опор:

- *жесткое защемление-заделка* (трехсвязная опора), исключающая осевые и угловые смещения и воспринимающая осевые силы и моментную нагрузку (рис. 1.1, *а*);
- *шарнирно-неподвижная опора* (двухсвязная опора), которая допускает лишь угловое смещение (поворот вокруг собственной оси) и поэтому не воспринимает моментные нагрузки (рис. 1.1, *б*);
- *шарнирно-подвижная опора* (односвязная опора), которая не допускает смещения стержня только в направлении одной из осей

и поэтому передает нагрузки лишь в направлении этой оси (рис. 1.1, в);

- *опора в виде жесткого стержня с шарнирным закреплением концов* (рис. 1.1, г) — здесь реакция направлена вдоль оси стержня, который может быть как растянутым, так и сжатым;
- *гибкая опора* (веревка, трос, цепь и т.д.) — реакция направлена вдоль нити и работает только на растяжение (рис. 1.1, д);
- *опора в виде гладкой поверхности* (рис. 1.1, е) — реакция всегда направлена по нормали к плоскости контакта;
- *опора в виде ребра угла* (точечная опора) — реакция направлена перпендикулярно гладкой поверхности опирающегося тела (рис. 1.1, ж).

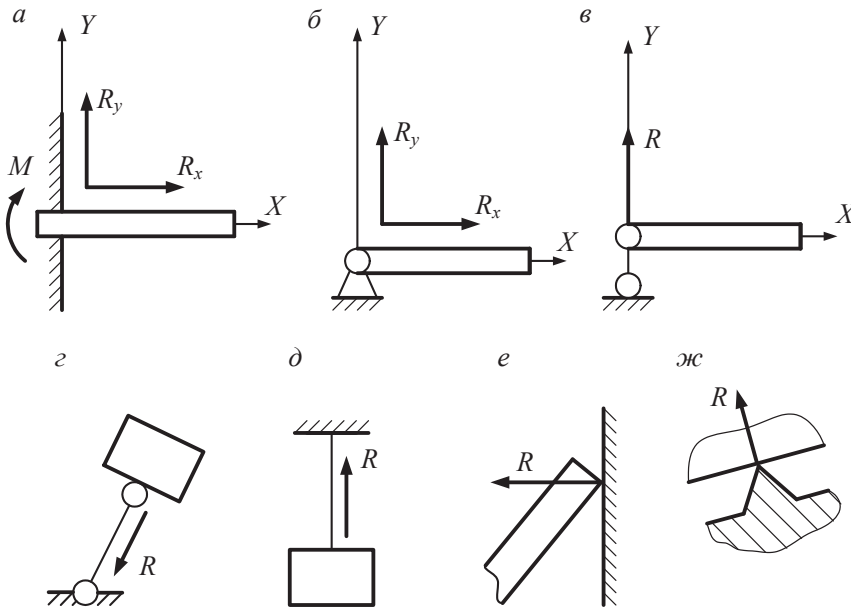


Рис. 1.1

Определение реакций опор является первым этапом прочностного расчета. При решении этой задачи полагают, что рассчитываемый элемент конструкции является абсолютно жестким (недеформируемым). При этом используют аксиому освобождения от связей: *всякое несвободное тело можно считать свободным, если мысленно освободиться от связей, а их действие заменить соответствующими реакциями*.

После освобождения от связей определяют неизвестные реакции, используя уравнения статического равновесия. Для плоской системы сил статическое равновесие определяется тремя уравнениями:

- равенство нулю сумм проекций всех сил на координатные оси:

$$\sum F_{xi} = 0,$$

$$\sum F_{yi} = 0;$$

- равенство нулю суммы моментов всех сил относительно любой точки плоскости:

$$\sum M_i = 0.$$

Если число неизвестных реакций не превышает число уравнений статического равновесия (т. е. трех для плоской системы сил), то система является статически определимой. В противном случае система статически неопределима. В этом случае для определения реакций используются условия совместности деформаций.

Для опор, схемы которых представлены на рис. 1.1, характерно следующее:

- жесткое защемление-заделка (см. рис. 1.1, а) приводит к трем неизвестным R_x , R_y и M ;
- шарнирно-неподвижная опора приводит к двум неизвестным R_x , R_y (рис. 1.1, б);
- шарнирно-подвижная опора приводит к одной неизвестной R (рис. 1.1, в).

Также одна неизвестная реакция имеет место быть в остальных типах опор.

Ниже рассмотрим пример решения задачи.

Задача № 1

Определить опорные реакции рамы (рис. 1.2) по следующим исходным данным: $M = 70 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $F = 40 \text{ Н}$; $q = 14 \text{ Н/м}$; $\alpha = 30^\circ$; $l_1 = 2 \text{ м}$; $l_2 = 1,5 \text{ м}$.

1. Выбираем систему координат осей X и Y (рис. 1.3).

2. Используя аксиому об освобождении от связей, заменяем действие связей их реакциями. В точке A — шарнирно-неподвижная опора, реакцию опоры A раскладываем на две составляющие: горизонтальную R_{xA} и вертикальную R_{yA} . В точке B — опора в виде жесткого стержня, реакция связи R_B будет направлена вдоль оси стержня.

Имеем три неизвестных, для определения которых составляем три уравнения статического равновесия. Следовательно, система статически определима.

3. Распределенную нагрузку заменяем сосредоточенной силой, равной произведению интенсивности распределенной нагрузки на длину участка, на котором действует эта нагрузка. Точкой приложения распределенной нагрузки является середина этого участка.

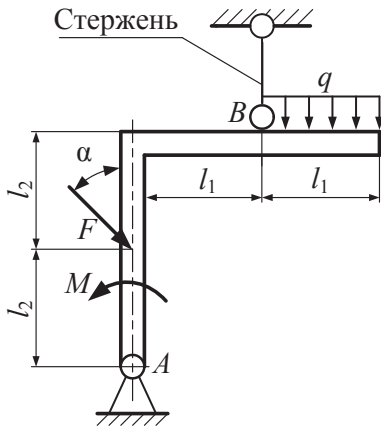


Рис. 1.2

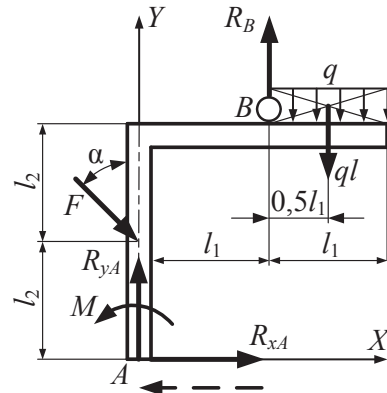


Рис. 1.3

Составляем уравнения равновесия и находим величины опорных реакций:

$$\Sigma M_A = 0; \quad \Sigma F_x = 0; \quad \Sigma F_y = 0.$$

$$\Sigma M_A = M - Fl_2 \sin \alpha - ql_1 \left(l_1 + \frac{l_1}{2} \right) + R_B l_1 = 0;$$

$$R_B = \frac{Fl_2 \sin \alpha + ql_1 \left(l_1 + \frac{l_1}{2} \right) - M}{l_1} = \frac{40 \cdot 1,5 \sin 30^\circ + 14 \cdot 2 \cdot \left(2 + \frac{2}{2} \right) - 70}{2} = 22 \text{ Н};$$

$$\Sigma F_x = F \sin \alpha + R_{xA} = 0;$$

$$R_{xA} = -F \sin \alpha = -40 \sin 30^\circ = -20 \text{ Н};$$

$$\Sigma F_y = -F \cos \alpha + R_B - ql_1 + R_{yA} = 0;$$

$$R_{yA} = F \cos \alpha + ql_1 - R_B = 40 \cos 30^\circ + 14 \cdot 2 - 22 = 40,6 \text{ Н}.$$

Значение опорной реакции R_{xA} получилось отрицательным. Направление реакции, ранее принятое произвольно, необходимо изменить на противоположное (рис. 1.3).

Следовательно, получаем:

- в опоре A усилие

$$R_A = \sqrt{R_{xA}^2 + R_{yA}^2} = \sqrt{20^2 + 40,6^2} = 45,3 \text{ Н};$$

- в опоре B реакцию $R_B = 22 \text{ Н}$.

Задания для самопроверки

Задача 1. Определить опорные реакции балки (рис. 1.4) по следующим исходным данным: $M = 40 \text{ кН}\cdot\text{м}$; $F_1 = 50 \text{ кН}$; $F_2 = 30 \text{ кН}$; $q = 20 \text{ кН/м}$; $\alpha = 60^\circ$; $l_1 = 2 \text{ м}$; $l_2 = 1 \text{ м}$; $l_3 = 1 \text{ м}$; $l_4 = 3 \text{ м}$.

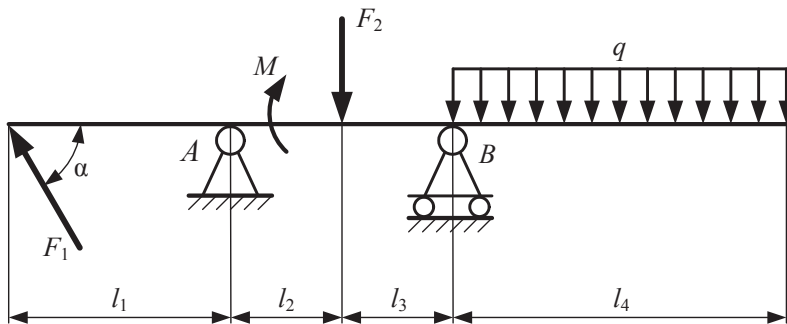


Рис. 1.4

Ответ: опорная реакция в точке A равна 138,9 кН, в точке B равна 183,3 кН.

Задача 2. Определить опорные реакции рамы (рис. 1.5) по следующим исходным данным: $M = 30 \text{ кН}\cdot\text{м}$; $F = 20 \text{ кН}$; $q_1 = 10 \text{ кН/м}$; $q_2 = 20 \text{ кН/м}$; $\alpha = 30^\circ$; $l_1 = 2 \text{ м}$; $l_2 = 2 \text{ м}$; $l_3 = 3 \text{ м}$; $l_4 = 1 \text{ м}$.

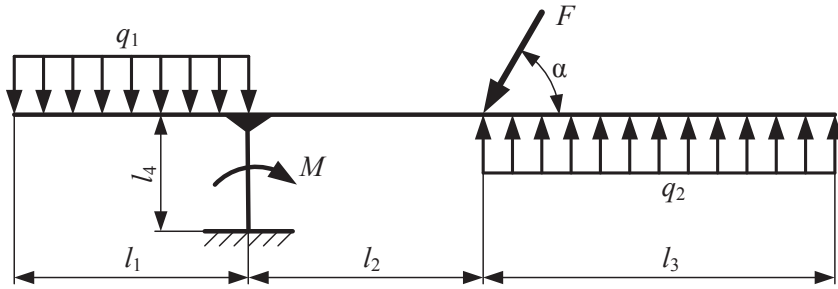


Рис. 1.5

Ответ: опорная реакция в точке A равна 34,6 кН, момент в заделке — 197,3 кН·м.

2. Основные теоретические сведения

2.1. Модели прочностной надежности

Оценка прочностной надежности элемента конструкции начинается с выбора расчетной модели. При выборе модели учитывают наиболее значимые и отбрасывают несущественные факторы, которые не оказывают достаточно заметного влияния на условия функционирования элемента конструкции (детали). Учет всех факторов принципиально невозможен в силу их неисчерпаемости.

Для определения прочностной надежности детали используют модели:

- материала;
- формы;
- нагружения;
- разрушения.

2.1.1. Модели материала

Элементы конструкций изготавливаются из различных материалов — металлов, бетона, полимеров и др. Их структура и физические свойства могут быть весьма разнообразны. Однако в курсе «Механика» удобно пользоваться некоторым условным материалом, наделенным определенными идеализированными свойствами:

- материал однороден, т. е. свойства любых сколь угодно малых его частиц тождественны. Такое допущение достаточно обосновано для металлокристаллических материалов, например стали, и менее обосновано для материалов типа чугуна;
- материал полностью заполняет весь объем тела без каких-либо пустот, т. е. тело рассматривается как сплошная среда. Допуще-

ние о сплошности тела можно рассматривать как следствие допущения однородности материала;

- материал изотропен, т. е. физико-механические свойства его по всем направлениям одинаковы. Материалы, не обладающие указанным свойством, называют анизотропными;
- в известных пределах нагружения материал обладает идеальной (совершенной) упругостью, т. е. после снятия нагрузки деформации полностью исчезают.

Расчетная модель материала наделяется такими физическими свойствами, как упругость, пластичность и ползучесть, присущими в той или иной мере конструкционным материалам.

Упругостью называют свойство тела (детали) восстанавливать свою форму после снятия внешней нагрузки.

Пластичностью называют свойство тела сохранять после разгрузки полностью или частично деформацию, полученную при нагружении.

Ползучестью называют свойство тела увеличивать со временем деформацию при действии внешних сил.

2.1.2. Модели формы

Геометрическая форма элементов конструкций обычно весьма сложна. Точный учет всех геометрических особенностей детали невозможен, а часто и нецелесообразен, так как приводит к сложным расчетам.

На практике для оценки прочностной надежности вводят упрощение в геометрию детали, приводя ее к схеме стержня (бруса), пластины, оболочки, массивного тела (пространственного).

Стержнем называют тело, поперечные размеры которого малы в сравнении с его длиной (рис. 2.1, *а*). Стержень может иметь постоянное или переменное по длине сечение. Кольцо (рис. 2.1, *б*) рассматривают как стержень.

Пластиной (рис. 2.1, *в*) называют тело, ограниченное двумя плоскими или слабоизогнутыми поверхностями и имеющее малую толщину.

Оболочка (рис. 2.1, *г*) — тело, ограниченное двумя поверхностями и имеющее малую толщину по сравнению с радиусом кривизны и длиной.

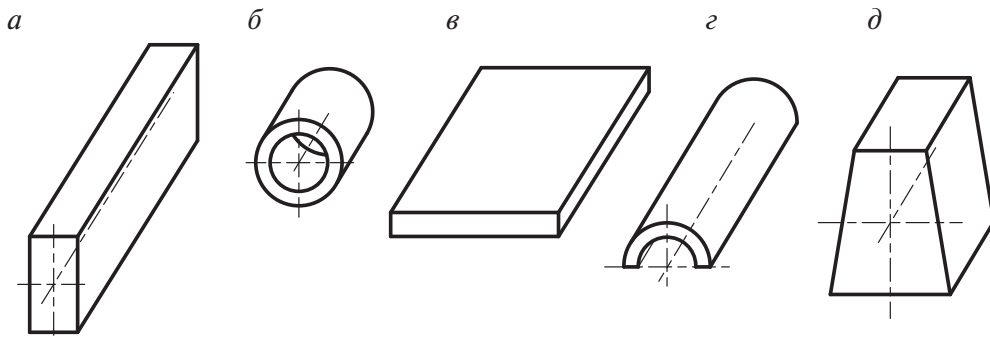


Рис. 2.1

Массивным называют тело, размеры которого соизмеримы (рис. 2.1, д).

2.1.3. Модели нагружения

Силы являются мерой механического взаимодействия элементов конструкций. Если элемент конструкции (деталь) рассматривать изолированно от сопряженных деталей, то действие последних заменяется силами, которые называются внешними.

Внешние силы подразделяют на сосредоточенные, распределенные и объемные (массовые) силы.

Сосредоточенной называют силу, действующую на небольшую часть поверхности детали, которую условно считают приложенной в точке.

Распределенными называют силы, действующие на участках поверхности, соизмеримых с полной поверхностью детали.

Нагрузки, распределенные по объему тела (например, вес конструкции, силы инерции), называются объемными силами.

По характеру изменения во времени нагрузки подразделяют на статические и переменные. Статической называют нагрузку, которая медленно возрастает от нуля до своего номинального значения и остается постоянной в процессе работы. Переменной называют нагрузку, периодически меняющуюся во времени.

Различают:

- малоцикловое нагружение, когда циклы работы деталей набираются за счет запуска и остановки машины (обычно число циклов не превышает $10^4 \dots 10^5$);

- многоцикловое нагружение, когда число циклов нагружения деталей превышает $10^5 \dots 10^6$; характерно для деталей длительно работающих машин.

2.1.4. Модели разрушения

Моделям нагружения соответствуют модели разрушения — уравнения (условия), связывающие параметры работоспособности элемента конструкции в момент разрушения с параметрами, обеспечивающими прочность.

В зависимости от условий нагружения рассматривают модели разрушения: статического, малоциклового и усталостного (многоциклового).

2.2. Внутренние силы

Прочность твердого тела обусловлена силами сцепления между отдельными его частицами. При деформации тела, вызванной действием приложенных к нему внешних сил, внутренние силы изменяются. В дальнейшем под внутренними силами будем подразумевать не их абсолютные значения, а только те приращения, которые вызваны действующими на тело нагрузками. При возрастании внешних сил увеличиваются и внутренние силы, но лишь до определенного предела, при превышении которого наступает разрушение. Такое предельное значение внутренних сил зависит от физико-механических свойств материала данного тела.

Для расчета на прочность необходимо иметь возможность определять внутренние силы по заданным внешним силам. Основу для решения данной задачи дает *метод сечений* (РОЗУ).

Рассмотрим некоторое тело, находящееся в равновесии под действием заданной системы внешних сил (рис. 2.2).

Разрежем мысленно тело на две части произвольной плоскостью $n-n$.

Отбросим одну из частей (например, правую), рассмотрим оставленную левую часть (рис. 2.3).

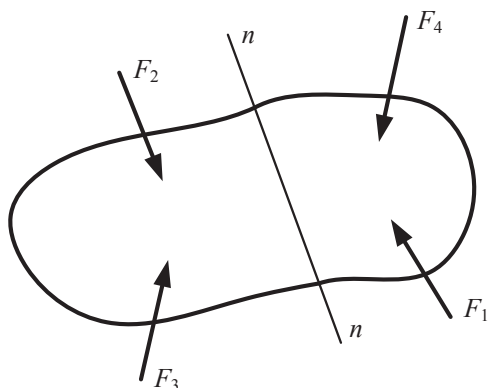


Рис. 2.2

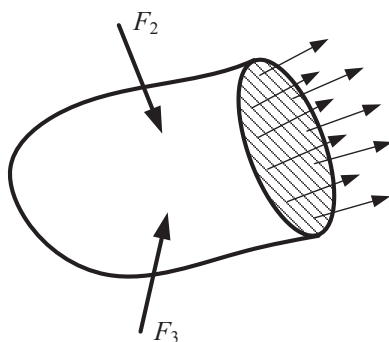


Рис. 2.3

Для обеспечения равновесия этой части надо приложить по проведенному сечению те силы взаимодействия между частями тела, которые были внутренними силами для целого тела.

Рассмотрим равновесие оставшейся части. Внутренние силы по сечению распределены сплошь, но, как именно они распределены, с помощью уравнений равновесия установить нельзя.

Из теоретической механики известно, что любая система сил может быть приведена к ее главному вектору R и главному моменту M , которые статически эквивалентны заданной системе сил (рис. 2.4).

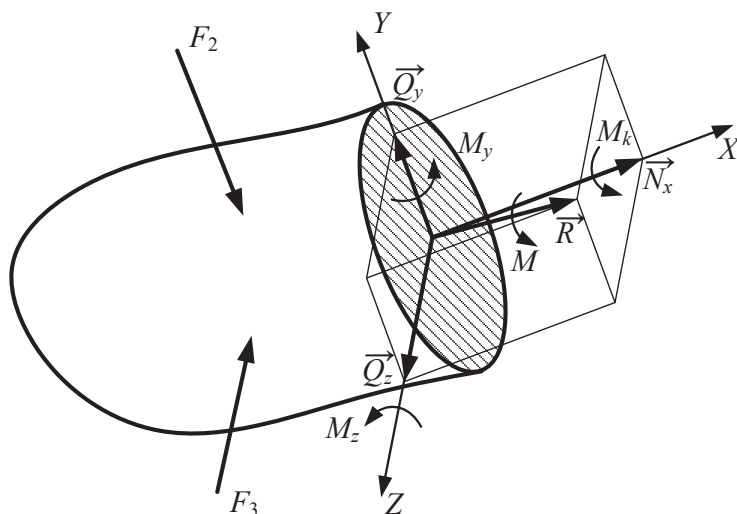


Рис. 2.4

Главный вектор системы сил может быть представлен в виде трех составляющих по осям выбранной системы координат. Аналогично главный момент может быть также разложен на составляющие по осям координат, т.е. заменен тремя моментами, каждый из которых стремится повернуть тело вокруг одной из координатных осей.

Систему координат выбираем следующим образом:

- начало координат помещаем в центре тяжести рассматриваемого поперечного сечения;
- ось OX направляем по внешней нормали к сечению;
- оси OY и OZ располагаем в плоскости сечения:

$$\begin{aligned}\bar{R} &= \bar{N}_x + \bar{Q}_y + \bar{Q}_z; \\ M &= M_k + M_y + M_z.\end{aligned}$$

Указанные шесть внутренних силовых факторов имеют следующие наименования:

- N_x — продольная (нормальная) сила;
- Q_y и Q_z — поперечные силы;
- M_k — крутящий момент;
- M_y и M_z — изгибающие моменты.

Каждый из них связан с определенным видом деформации. Продольная сила N_x вызывает растяжение или сжатие. Поперечные силы Q_y и Q_z вызывают срез (сдвиг). Крутящий момент M_k вызывает деформацию кручения. Изгибающие моменты M_y и M_z вызывают деформацию изгиба.

Для определения каждого из внутренних силовых факторов надо составить соответствующее уравнение равновесия для всех сил, действующих на оставленную часть тела:

$$\begin{aligned}\sum F_x = 0, \sum F_y = 0, \sum F_z = 0, \\ \sum M_x = 0, \sum M_y = 0, \sum M_z = 0.\end{aligned}$$

2.3. Напряжения

Внутренние силы распределены по сечению тела сплошь, при этом в общем случае их значение и направление в отдельных точках сечения различны. Для суждения об интенсивности внутренних сил в определенной точке данного сечения введено понятие напряжения.

Выделим в окрестности интересующей нас точки сечения малую площадку ΔA . Допустим, что на этой площадке возникает внутренняя сила ΔR (рис. 2.5).

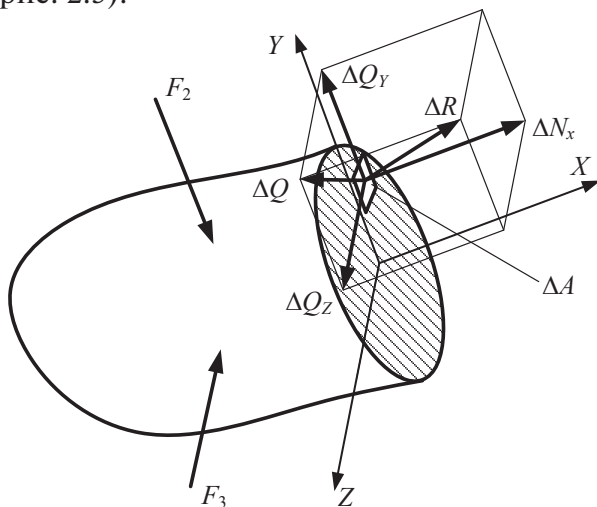


Рис. 2.5

Отношение этой внутренней силы к площади выделенной площадки называется *средним напряжением* $p_{\text{ср}}$ в окрестности рассматриваемой точки по проведенному сечению (на площадке ΔA):

$$p_{\text{ср}} = \frac{\Delta R}{\Delta A}.$$

В пределе при стремлении ΔA к нулю получим *истинное напряжение* в данной точке рассматриваемого сечения:

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta R}{\Delta A}.$$

В Международной системе единиц (СИ) в качестве единицы напряжения принят паскаль (Па). Паскаль — это напряжение, при котором на площадке 1 м^2 возникает внутренняя сила, равная 1 Н. Так как эта единица очень мала, используется кратная ей величина — мегапаскаль (МПа),

$$1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па} = 1 \text{ Н/мм}^2.$$

Разложим вектор внутренней силы ΔR на две составляющие: одну — направленную по нормали к сечению (ΔN_x), вторую — лежащую в плоскости сечения (ΔQ).

Отношение составляющей ΔN_x к площади выделенной площадки называется *нормальным напряжением* и обозначается σ . Растягивающее нормальное напряжение считается положительным, сжимающее — отрицательным.

Отношение $\Delta Q/\Delta A$ называется касательным напряжением и обозначается τ . Между напряжениями p , σ и τ существует следующая зависимость:

$$p = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}.$$

В ряде случаев удобно разложить ΔQ на две составляющие — ΔQ_y и ΔQ_z , которые образуют два касательных напряжения по соответствующим координатным осям τ_y и τ_z .

Зависимость между полным напряжением и тремя его составляющими выражается формулой

$$p = \sqrt{\sigma_x^2 + \tau_y^2 + \tau_z^2}.$$

2.4. Деформации и перемещения

Все тела под действием приложенных к ним внешних сил в той или иной степени деформируются, т. е. изменяют свои размеры или форму либо и то и другое одновременно.

Изменение линейных размеров тела или его частей называется *линейной деформацией*, а изменение угловых размеров — *угловой деформацией*.

При этом увеличение размеров тела называется *удлинением*, а уменьшение размеров — *укорочением*.

Перед нагружением на тело нанесем сетку, состоящую из прямоугольников (рис. 2.6).

Рассмотрим выделенный прямоугольник $ABCD$ (рис. 2.7, а) с размерами L и h . В результате деформации прямоугольник примет вид параллелограмма $A'B'C'D'$ (рис. 2.7, б).

Длина стороны BC прямоугольника изменится (увеличится или уменьшится), а сторона AB повернется по отношению к первоначальному положению на угол γ .

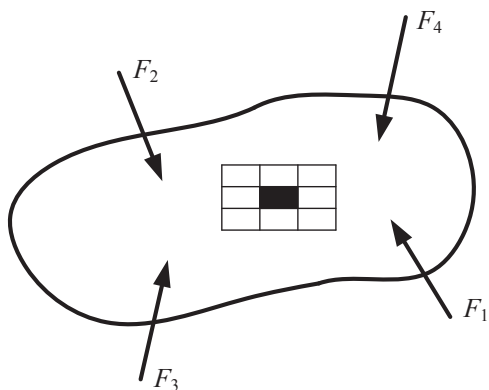


Рис. 2.6

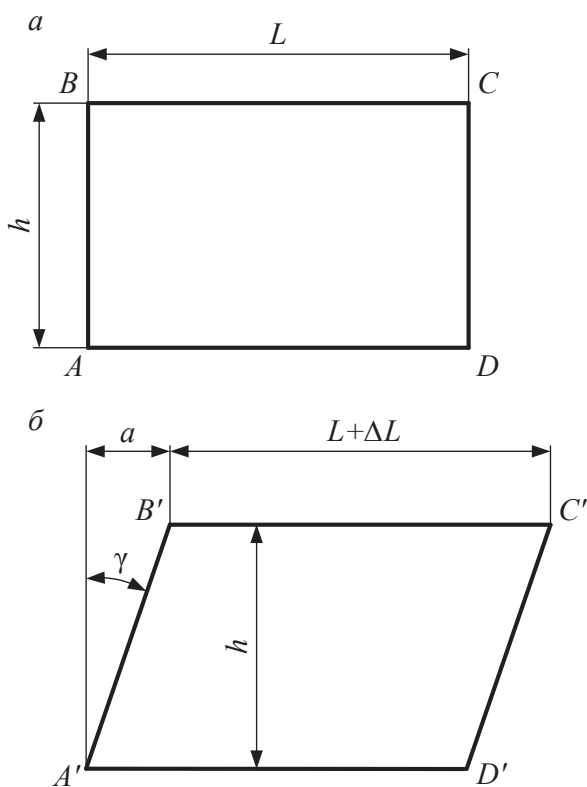


Рис. 2.7

Если длина стороны BC изменится на величину ΔL , то отношение

$$\varepsilon_{\text{ср}} = \frac{\Delta L}{L}$$

называется *средней линейной деформацией* в точке B .

При уменьшении отрезка L в пределе получим

$$\varepsilon = \lim_{L \rightarrow 0} \frac{\Delta L}{L},$$

где величина ε называется *истинной линейной деформацией* в точке B в направлении от B к C .

Изменение первоначального прямого угла между сторонами рассматриваемого прямоугольника будет характеризовать угловую деформацию (или угол сдвига) в данной точке:

$$\operatorname{tg} \gamma \cong \gamma = \frac{a}{h}.$$

Опытным путем установлено, что деформации как линейные, так и угловые могут после снятия нагрузки или полностью исчезнуть, или исчезнуть лишь частично (в зависимости от материала и величины нагружения).

Деформации, исчезающие после разгрузки тела, называются упругими, а свойство тел принимать после разгрузки свою первоначальную форму называется *упругостью*.

Деформации, сохраняемые телом после удаления нагрузки, называются остаточными или пластическими, а свойство материалов давать остаточные деформации называется *пластичностью*.

Для напряженно-деформированного состояния в точке необходимо знать:

- три компоненты напряжений;
- три компоненты линейных деформаций;
- три компоненты угловых деформаций.

3. Растяжение и сжатие

Растяжением или сжатием называется такой вид деформации, при котором в любом поперечном сечении бруса возникает только продольная растягивающая (сжимающая) сила.

Брус с прямолинейной осью (прямые брус), работающие на растяжение или сжатие, часто называют стержнями.

3.1. Внутренние силовые факторы

Рассмотрим прямой брус с зашпелленным правым концом, вдоль оси которого действуют активные силы F и $3F$ (рис. 3.1, *а*).

Вначале определим опорные реакции, т. е. освобождаем стержень от связи с другими элементами конструкции. Для этого выбираем положительное направление оси X (рис. 3.1, *б*). Для определения опорной реакции R составим уравнение равновесия и сумму проекций всех сил на ось X , приложенных к стержню вместе с реакцией опоры:

$$\Sigma F_x = 0;$$

$$R - 3F + F = 0.$$

Отсюда

$$R = 3F - F = 2F.$$

После решения уравнения равновесия уточняем направление опорной реакции: если получен знак «+», то направление выбрано правильно, если знак «—», то направление реакции следует изменить на противоположное.

Разобьем брус на участки I, II, III. Границами участков являются:

- точки приложения активных (внешних) или реактивных сил;
- точки изменения размеров поперечного сечения бруса;
- точки изменения механических свойств по длине бруса.

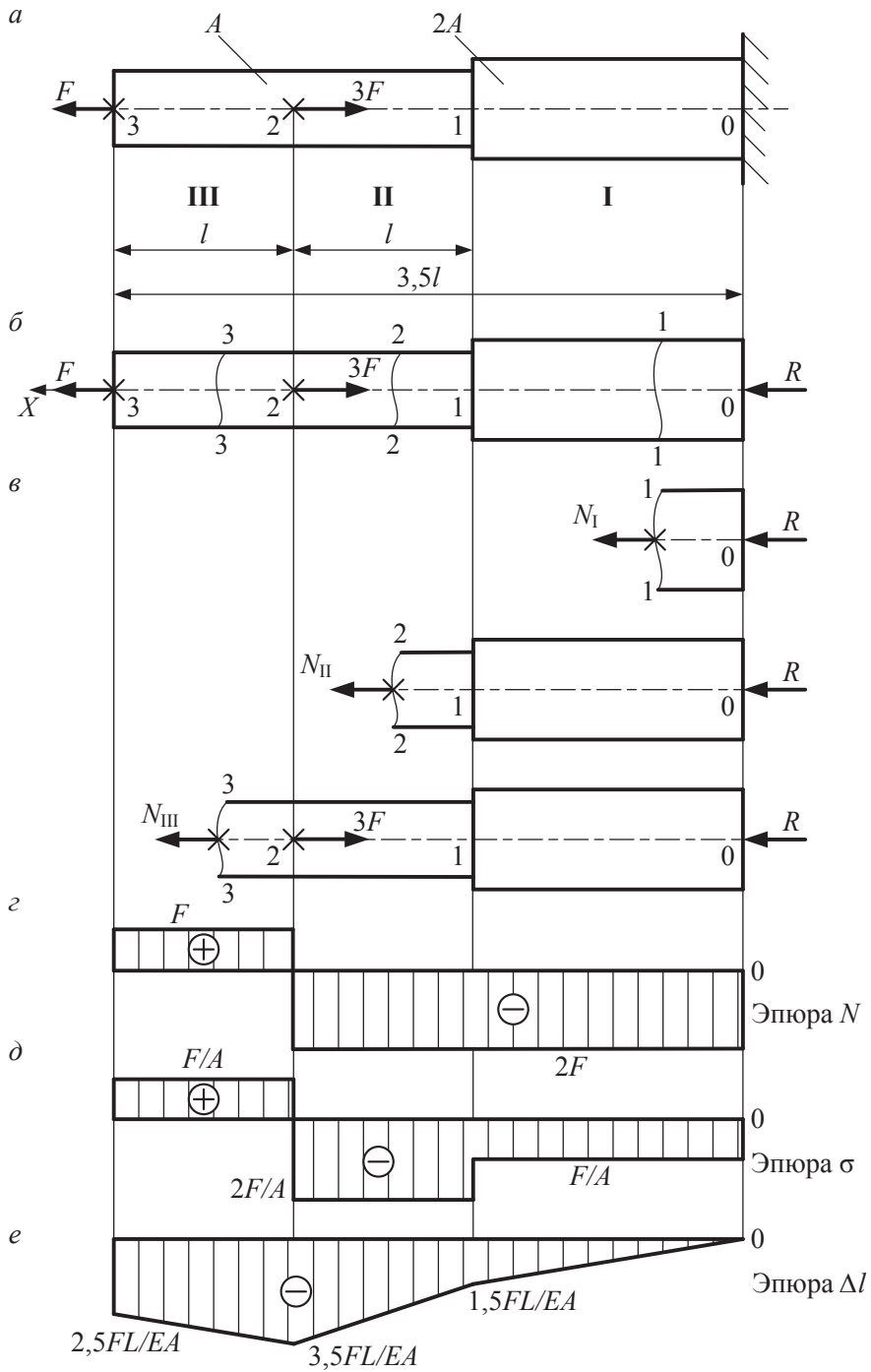


Рис. 3.1

Применив метод сечений, определим продольные силы N_I , N_{II} и N_{III} на участках. Для этого мысленно рассекаем брус на участке I поперечным сечением 1–1 (рис. 3.1, в). Во всех точках бруса будут действовать внутренние распределенные силы. Растягивающие (направленные от сечения) продольные силы будем считать положительными, а сжимающие (направленные к сечению) — отрицательными.

Равнодействующую внутренних распределенных сил определяем из условия равновесия одной из частей бруса (например, правой от сечения). Для равновесия оставленной части бруса в сечении 1–1 необходимо приложить только силу N_I , направленную вдоль оси, т. е. продольную силу:

$$\sum_{i=1}^n (F_{xi} + N_{xi}) = 0;$$

$$R + N_I = 0,$$

откуда получаем

$$N_I = -R = -2F.$$

Из условия равновесия на участке II в сечении 2–2 найдем значение равнодействующей внутренних нормальных сил (рис. 3.1, в):

$$R + N_{II} = 0;$$

$$N_{II} = -R = -2F.$$

В сечении 3–3 участка III

$$R - 3F + N_{III} = 0;$$

$$N_{III} = -R + 3F = -2F + 3F = F.$$

Таким образом, продольная сила в поперечном сечении бруса численно равна алгебраической сумме внешних сил, расположенных по одну сторону сечения. На участках I и II стержень сжат, на участке III — растянут.

Очевидно, что в пределах одного участка (рис. 3.1, г) продольная сила будет иметь постоянное значение.

Из построенной эпюры продольных сил видно, что скачки на эпюре располагаются в точках приложения внешних сосредоточенных сил. Величина скачка равна величине внешней силы.

3.2. Напряжения при растяжении и сжатии

Если на поверхность прямого бруса нанести сетку из продольных и поперечных линий (рис. 3.2, *а*) и подвергнуть его деформации растяжения (рис. 3.2, *б*), то можно отметить следующее:

- поперечные линии останутся в плоскостях, перпендикулярных оси, а расстояние между ними увеличится;
- продольные линии останутся прямыми, а расстояние между ними уменьшится.

Поэтому можно сделать вывод, что при растяжении справедлива гипотеза плоских сечений, т.е. поперечные сечения бруса, плоские и нормальные к его оси деформации, останутся плоскими и нормальными к оси и после деформации. Следовательно, все волокна бруса удлинняются на одну и ту же величину.

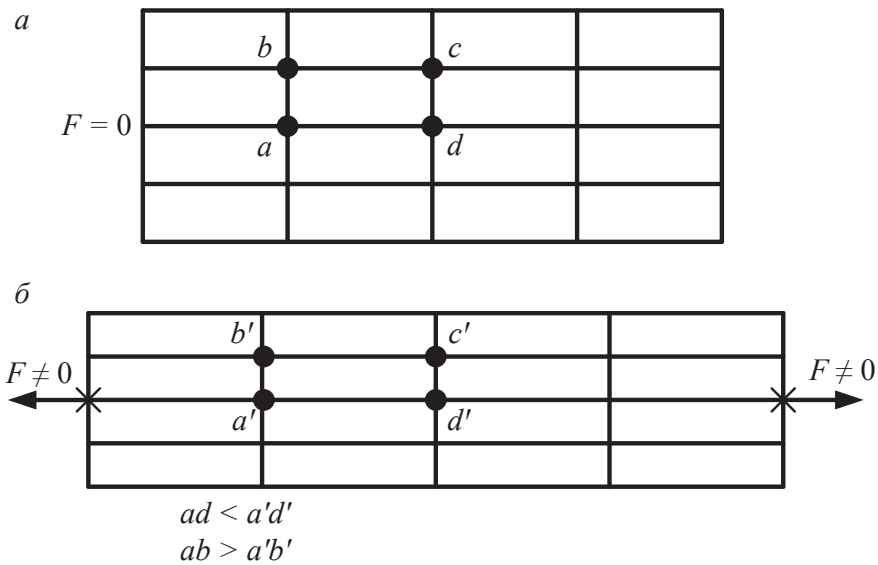


Рис. 3.2

Отсюда следует, что при растяжении и сжатии в поперечных сечениях бруса возникают только нормальные напряжения. Равнодействующая нормальных напряжений в поперечном сечении есть продольная сила:

$$N_i = \int_A \sigma_i A_i.$$

Поскольку нормальные напряжения равномерно распределены по сечению (рис. 3.3), то продольная сила вычисляется по формуле

$$N_i = \sigma_i A_i.$$

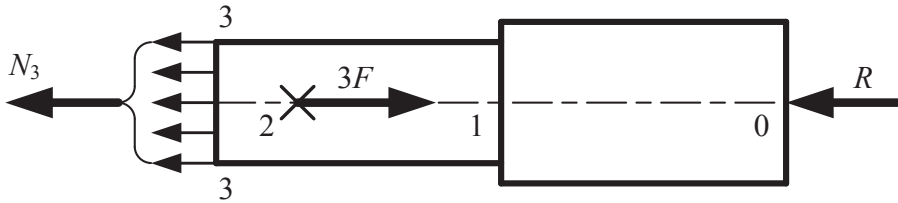


Рис. 3.3

Отсюда получим

$$\sigma_i = \frac{N_i}{A_i},$$

где A — площадь поперечного сечения.

Соответственно

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = -\frac{2F}{2A} = -\frac{F}{A}; \quad \sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = -\frac{2F}{A}; \quad \sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} = \frac{F}{A}.$$

Очевидно, что при растяжении и сжатии форма поперечного сечения на напряжение не влияет.

В сечениях близких к точкам приложения растягивающих или сжимающих сил закон распределения напряжений по сечению достаточно сложен. В соответствии с принципом смягченных граничных условий полагаем, что в сечениях бруса напряжения распределены равномерно. В сечении, в котором к брусу приложена вдоль оси сосредоточенная сила, значения продольной силы и напряжений меняются скачкообразно.

Для наглядного изображения распределения продольных сил и нормальных напряжений вдоль оси бруса строят графики, называемые эпюрами (см. рис. 3.1, δ). Причем для нормальных напряжений применяется то же правило знаков, что и для продольных сил.

3.3. Определение деформаций и перемещений

Опыты показывают, что при растяжении длина бруса увеличивается, а поперечные размеры уменьшаются (рис. 3.3), при сжатии — наоборот.

Для многих материалов при нагружении до определенных пределов опыты показывают следующую зависимость между относительным удлинением бруса ε и напряжением σ :

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E},$$

где ε — относительное удлинение бруса; E — коэффициент, зависящий от материала, называемый модулем продольной упругости или модулем упругости первого рода. Он характеризует жесткость материала, т. е. его способность сопротивляться деформированию.

Относительное удлинение бруса

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{(l_1 - l)}{l},$$

где Δl — абсолютное удлинение стержня; l — длина образца до деформации; l_1 — длина образца после деформации.

Данная зависимость носит название закона Гука и формулируется следующим образом: линейные деформации прямо пропорциональны нормальным напряжениям.

Поскольку ε — безразмерная величина, то единица измерения E та же, что и σ , т. е. мегапаскаль (МПа). Для сталей $E = (2 \dots 2,2) \cdot 10^5$ МПа. Для других материалов значение E можно найти в справочниках.

Для бруса постоянного сечения

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{\Delta l}{l} = \frac{N}{AE},$$

откуда

$$\Delta l = \frac{Nl}{AE}.$$

Для брусев, состоящих из нескольких участков, абсолютное удлинение можно найти по формуле

$$\Delta l = \sum_{i=1}^n \frac{N_i l_i}{A_i E_i}.$$

Между продольной ε и поперечной ε' деформациями существует установленная экспериментально зависимость

$$\varepsilon' = -\mu\varepsilon,$$

где μ — коэффициент поперечной деформации (коэффициент Пуассона), характеризующий способность материала к поперечным деформациям. Значения μ для всех материалов колеблются в пределах 0...0,5, для сталей 0,25...0,33.

Определим перемещение бруса (см. рис. 3.1, б).

Перемещение сечения 1–1:

$$\begin{aligned}\Delta l_1 &= \Delta l_0 + \Delta l_{01} = 0 - \frac{1,5Fl}{AE} = -\frac{1,5Fl}{AE}; \\ \Delta l_{01} &= \frac{N_1 l_1}{A_1 E_1} = -\frac{2Fl, 5l}{2AE} = -\frac{1,5Fl}{AE}.\end{aligned}$$

Перемещение сечения 2–2:

$$\begin{aligned}\Delta l_2 &= \Delta l_1 + \Delta l_{12} = -\frac{1,5Fl}{AE} - \frac{2Fl}{AE} = -\frac{3,5Fl}{AE}; \\ \Delta l_{12} &= \frac{N_2 l_2}{A_2 E_2} = -\frac{2Fl}{AE}.\end{aligned}$$

Перемещение сечения 3–3:

$$\begin{aligned}\Delta l_3 &= \Delta l_2 + \Delta l_{23} = -\frac{3,5Fl}{AE} + \frac{Fl}{AE} = -\frac{2,5Fl}{AE}; \\ \Delta l_{23} &= \frac{N_3 l_3}{A_3 E_3} = \frac{Fl}{AE}.\end{aligned}$$

Эпюра перемещений представлена на рис. 3.1, е.

3.4. Опытное изучение свойств материалов

Механические характеристики материалов, т. е. величины, характеризующие их прочность, пластичность, упругость, твердость, а также упругие постоянные E и μ , необходимые для выбора материалов и расчетов проектируемых деталей, определяют путем механических испытаний образцов, изготовленных из исследуемого материала.

Для изучения свойств материалов и установления значений предельных напряжений производят испытания образцов материала вплоть до разрушения. По виду деформации, испытываемой образцом, различают испытания на растяжение, сжатие, кручение и изгиб и др.

Поскольку результаты испытаний зависят от формы образца, скорости его деформирования, температуры при испытании и т.д., то эксперимент обычно ведут в условиях, предусмотренных Государственными стандартами (ГОСТами).

Наибольшее распространение имеют испытания на растяжение статической нагрузкой, так как они наиболее просты и в то же время во многих случаях дают возможность достаточно верно судить о поведении материала при других видах деформации. Испытания проводятся на специальных машинах. Для испытания на растяжение применяют образцы специальной формы — цилиндрические (рис. 3.4, а) или плоские (рис. 3.4, б). Образцы имеют рабочую часть с начальной длиной l_0 и головки с переходным участком, форма и размеры которых зависят от способов их крепления в захватах машины. Различают длинные образцы с отношением $l_0 / d_0 = 10$ и короткие — $l_0 / d_0 = 5$. Размеры образцов делают стандартными для того, чтобы результаты испытаний, полученные в разных лабораториях, были сравнимы.

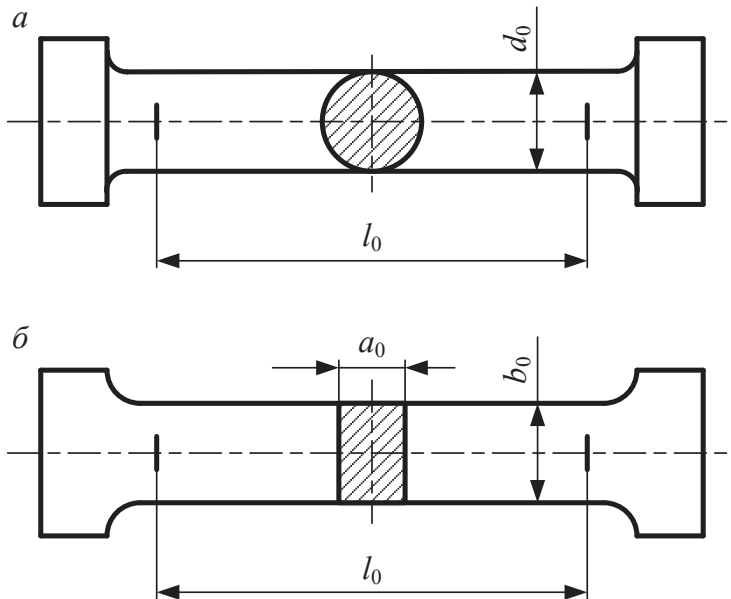


Рис. 3.4

В процессе испытания специальное устройство автоматически вычерчивает график, изображающий зависимость между нормальным напряжением и относительной деформацией. На рис. 3.5 представлена диаграмма растяжения малоуглеродистой стали.

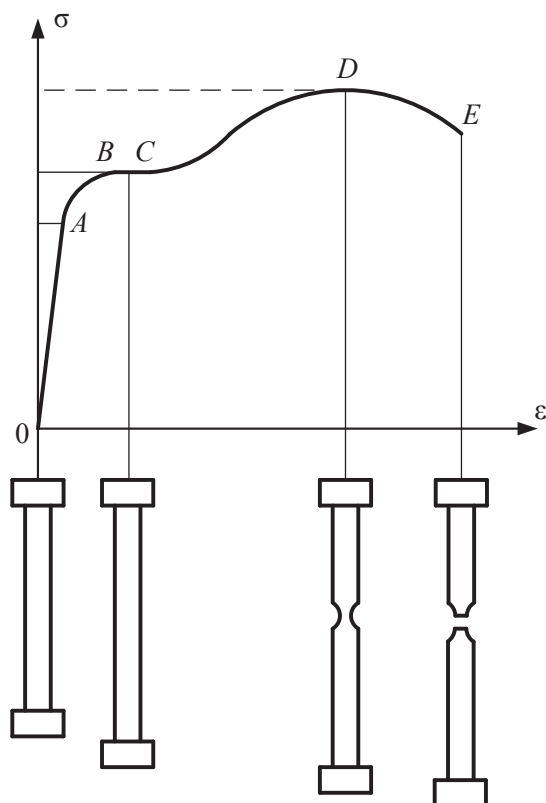


Рис. 3.5

В начальной стадии нагружения до некоторой точки *A* диаграмма растяжения представляет собой наклонную прямую, что указывает на пропорциональность между нагрузкой и деформацией и подтверждает справедливость закона Гука.

Предел пропорциональности $\sigma_{\text{пц}}$ — максимальная величина деформации, при которой еще выполняется закон Гука, т. е. деформация тела прямо пропорциональна приложенной нагрузке.

Зона *OA* называется зоной упругости. Здесь возникают только упругие, очень незначительные деформации. Данные, характеризующие эту зону, позволяют определить значение модуля упругости *E*.

После достижения предела пропорциональности деформации начинают расти быстрее, чем нагрузка, и диаграмма становится криволинейной. При дальнейшем нагружении криволинейная часть диаграммы переходит в почти горизонтальный участок BC — площадку текучести. Здесь деформации растут практически без увеличения нагрузки.

Физическим пределом текучести σ_T называется наименьшее напряжение, при котором образец деформируется без заметного увеличения растягивающей нагрузки.

Зона CD называется зоной общей текучести. В этой зоне значительно развиваются пластические деформации. Диаграмма после зоны текучести снова становится криволинейной. Образец приобретает способность воспринимать возрастающее усилие до точки D .

Напряжение, соответствующее наибольшей нагрузке и предшествующее разрушению образца, называется временным сопротивлением.

При максимальном усилии или несколько меньшем его на образце в наиболее слабом месте возникает локальное уменьшение поперечного сечения — шейка. Дальнейшая деформация происходит в этой зоне образца, и в точке E образец разрушается, а напряжения, соответствующие этой точке, называются истинным сопротивлением разрыву.

Помимо указанных характеристик прочности, определяют характеристики пластичности.

Относительное удлинение после разрыва δ (%) — отношение приращения расчетной длины образца после разрыва к ее первоначальному значению:

$$\delta = \frac{l_k - l_0}{l_0} 100 \%,$$

где l_k — длина образца после разрыва.

Другой характеристикой пластичности является относительное сужение после разрыва ψ (%), представляющее собой отношение уменьшения площади поперечного сечения образца в месте разрыва к начальной площади поперечного сечения образца

$$\psi = \frac{A_0 - A_k}{A_0} \cdot 100 \%,$$

где A_0 — начальная площадь образца; A_k — площадь образца в месте разрыва.

Рассмотренная диаграмма растяжения (см. рис. 3.5) является характеристикой для материалов в пластичном состоянии, т. е. материалов, способных получать значительные остаточные деформации не разрушаясь. К числу таких материалов можно отнести медь, алюминий, латунь, малоуглеродистую сталь и др.

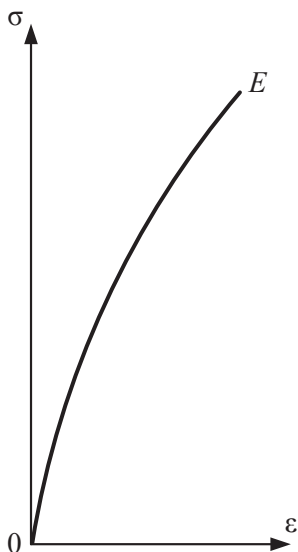


Рис. 3.6

С повышением содержания углерода прочность стали повышается, а ее пластичность падает. На рис. 3.6 приведена диаграмма растяжения материала в хрупком состоянии.

Хрупкость — это способность материала разрушаться при незначительных остаточных деформациях. Для таких материалов величина остаточного удлинения при разрыве не превышает 2...5 %. К числу таких материалов можно отнести чугун, высокоуглеродистую инструментальную сталь, бетон, стекло и др.

При испытании на растяжение материалов в хрупком состоянии определяют, как правило, только предел прочности. В практических расчетах для материалов в хрупком состоянии отклонение от закона Гука не учитывают, т. е. криволинейную диаграмму заменяют условной прямолинейной диаграммой.

3.5. Метод допускаемых напряжений

Прочность, т. е. способность сопротивляться разрушению, является чрезвычайно важным свойством конструкции.

Наибольшее распространение получил метод расчета по допускаемому напряжению — наибольшему напряжению, при котором обеспечивается безопасная работа проектируемого элемента конструкции.

Условие прочности по допускаемому напряжению имеет следующий вид:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma],$$

где σ_{\max} — наибольшее напряжение в некоторой точке детали от наибольшей ожидаемой нагрузки; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение, свойственное принятому материалу и типу детали.

Назначение допускаемого напряжения является ответственным этапом расчета и проектирования. При большом значении $[\sigma]$ деталь может разрушиться преждевременно, а заниженное значение $[\sigma]$ утяжеляет и удорожает деталь. Допускаемое напряжение определяют по формуле

$$[\sigma] = \frac{\sigma_o}{n},$$

где σ_o — опасное напряжение; n — коэффициент прочности.

Для материалов в пластичном состоянии за опасное напряжение σ_o при статической нагрузке принимается предел текучести σ_t , а для материалов в хрупком состоянии — временное сопротивление (предел прочности) σ_b .

Значение коэффициента запаса прочности, а следовательно, и допускаемого напряжения зависит от многих факторов. Основными факторами, которые влияют на выбор его значения, являются:

- соответствие механических свойств материала конструкции механическим свойствам отдельно испытанных образцов;
- учет конкретных условий работы рассчитываемой конструкции;
- метод определения напряжений (степень точности этого метода);
- неточность задания внешних нагрузок;
- долговечность и значимость проектируемого сооружения или машины.

Значения коэффициента запаса прочности принимают $n = 1,4 \dots 2,0$ для материалов в пластичном состоянии и $n = 2,5 \dots 5,0$ для материалов в хрупком состоянии.

Таким образом, условие прочности (надежности) для центрально растянутого (сжатого) элемента будет иметь вид

$$\sigma_{\max} = \frac{N}{A} \leq [\sigma],$$

где σ_{\max} — максимальное напряжение, возникающее в опасном поперечном сечении бруса; N — продольная сила в указанном сечении; A — площадь опасного поперечного сечения; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение ($[\sigma_p]$ при растяжении и $[\sigma_c]$ при сжатии).

При расчете конструкций на прочность встречаются три вида задач, различающихся формой использования расчетной формулы.

1. Проектный расчет, при котором определяются размеры опасного сечения по формуле

$$A \geq \frac{N}{[\sigma]}.$$

2. Проверочный расчет, при котором определяется рабочее напряжение и сравнивается с допускаемым напряжением по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{N}{A} \leq [\sigma].$$

3. Определение допускаемой нагрузки ведется по формуле

$$N \leq A[\sigma].$$

Рассмотрим примеры решения задачи.

Задача № 2

Для стального стержня круглого поперечного сечения (рис. 3.7), нагруженного системой внешних сил F , построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений Δl и проверить его на прочность, если допускаемое нормальное напряжение $[\sigma] = 160$ МПа и заданы размеры стержня d и l .

Дано:

$F_1 = 60$ кН,
 $F_2 = 120$ кН,
 $F_3 = 80$ кН,
 $d = 20$ мм,
 $d_1 = 2d$,
 $d_2 = 3d$,
 $d_3 = 2,5d$,
 $l = 800$ мм.

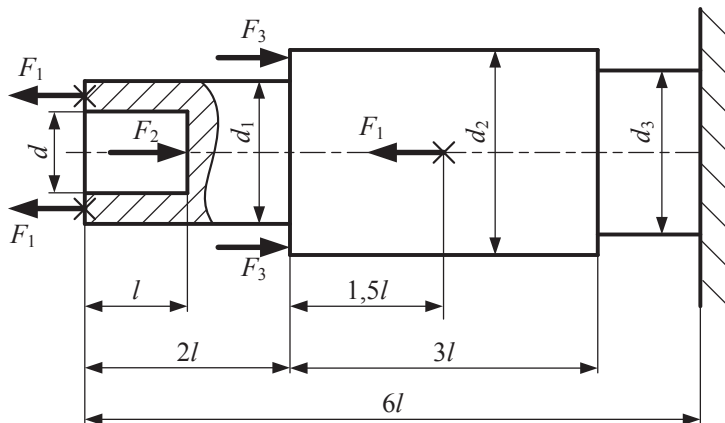


Рис. 3.7

1. Определение реакции опоры

Анализ внутренних сил начинается с определения опорных реакций, то есть освобождения стержня от связей с другими элементами

конструкций (опорами и др.). Для этого выбираем положительное направление оси X , показанное на расчетной схеме стержня (рис. 3.8, *а*). Под действием внешних нагрузок в местах закрепления стержня возникают опорные реакции. Направление опорной реакции R выбираем произвольно. Для определения опорной реакции R составляем уравнение равновесия.

Сумма проекций на ось X всех сил, приложенных к стержню, вместе с реакцией опоры равна нулю:

$$\sum_{i=1}^n F_{xi} = 0;$$

$$2F_1 - F_2 - 2F_3 + F_1 + R = 0.$$

Отсюда

$$R = F_2 + 2F_3 - 2F_1 - F_1 = 120 + 2 \cdot 80 - 2 \cdot 60 - 60 = 100 \text{ кН}.$$

После решения уравнения равновесия уточняем направление опорной реакции: если реакция получена со знаком «+», то направление выбрали верно, если со знаком «-», то ее направление следует изменить на противоположное.

2. Определение продольных сил

Условимся считать продольную силу положительной, если она растягивает стержень, и отрицательной — если сжимает.

- Разбиваем стержень на участки сечениями 0, 1, 2, 3, 4 и 5 начиная от закрепленного конца. Границы участков определяются точками приложения внешних сил или местами, в которых изменяются размеры поперечного сечения, а также определяются начало и конец конструкции. В соответствии с расчетной схемой (см. рис. 3.8, *а*) получили участки: участок I — между сечениями 0 и 1, участок II — 1 и 2, участок III — 2 и 3, участок IV — 3 и 4, участок V — 4 и 5.
- Применяем метод сечений. Для этого мысленно рассекаем стержень в пределах каждого участка. Отбрасываем левую часть, рассматриваем равновесие оставшейся правой части стержня (см. рис. 3.8, *б*) и составляем для нее условие равновесия — сумму проекций всех внешних и внутренних сил на ось X :

$$\sum_{i=1}^n (F_{xi} + N_{xi}) = 0.$$

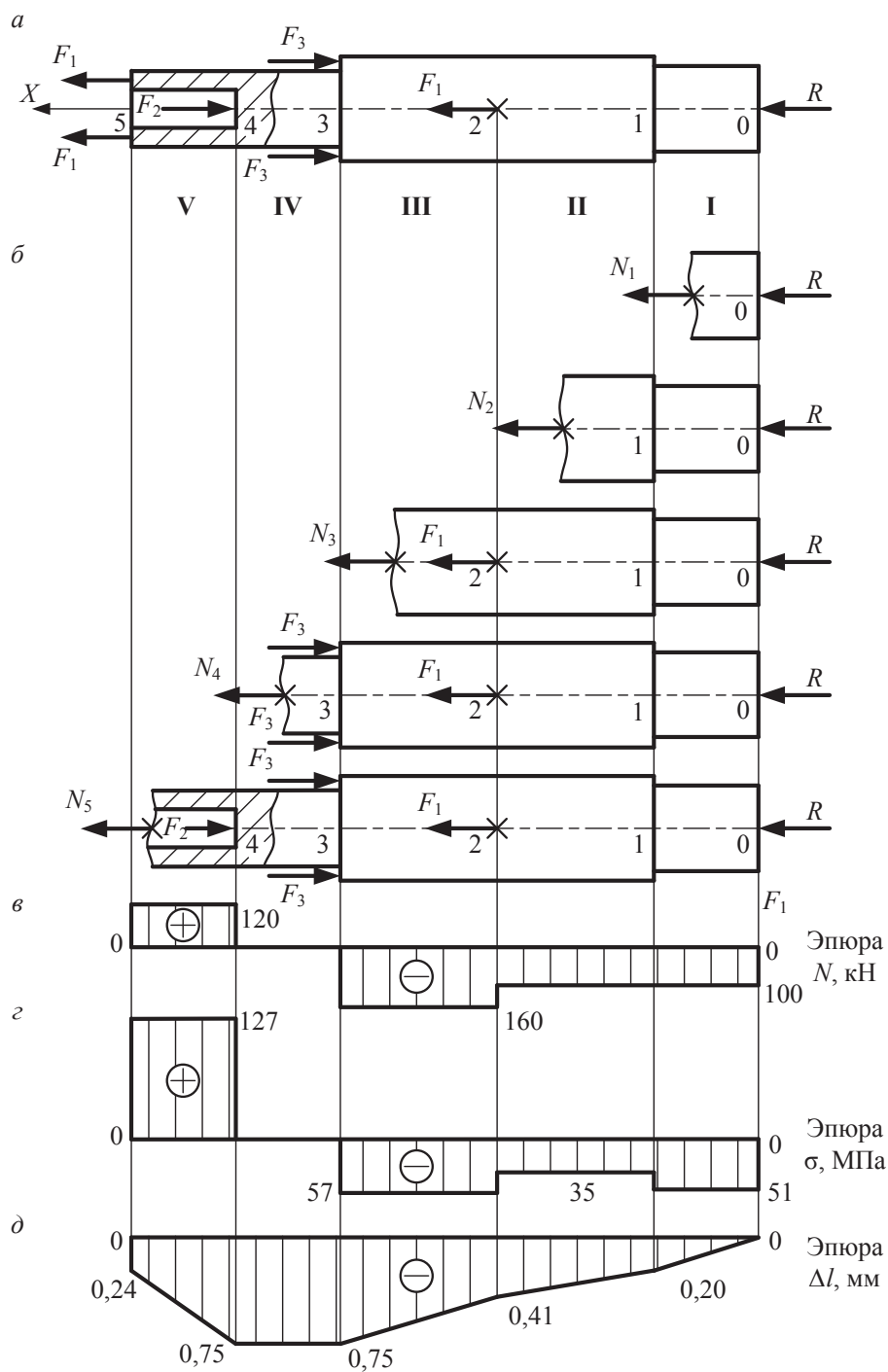


Рис. 3.8

Внутреннюю продольную силу N , величина и направление которой заранее неизвестны, направляем предварительно от сечения, что соответствует растяжению этого участка стержня.

После решения уравнения равновесия находим величину продольной силы и уточняем ее направление: если получен знак «+», то направление выбрано правильно, если знак «-», то направление следует изменить на противоположное.

Продольные силы в уравнениях равновесия берем со знаком «+», так как их направление совпадает с принятым положительным направлением оси X .

Рассмотрим уравнение равновесия

$$\sum_{i=1}^n (F_{xi} + N_{xi}) = 0.$$

Участок I:

$$R + N_1 = 0; N_1 = -R = -100 \text{ кН}.$$

Участок II:

$$R + N_2 = 0; N_2 = -R = -100 \text{ кН}.$$

Участок III:

$$R + F_1 + N_3 = 0; N_3 = -R - F_1 = -100 - 60 = -160 \text{ кН}.$$

Участок IV:

$$\begin{aligned} R + F_1 - 2F_3 + N_4 &= 0; \\ N_4 &= -R - F_1 + 2F_3 = -100 - 60 + 2 \cdot 80 = 0. \end{aligned}$$

Участок V:

$$\begin{aligned} R + F_1 - 2F_3 - F_2 + N_5 &= 0; \\ N_5 &= -R - F_1 + 2F_3 + F_2 = -100 - 60 + 2 \cdot 80 + 120 = 120 \text{ кН}. \end{aligned}$$

Таким образом, на участках I, II и III стержень сжат, на участке V — растянут, а на участке IV стержня продольная сила равна нулю, что означает ненагруженность стержня на этом участке. В пределах каждого участка продольная сила остается постоянной и изменяется скачкообразно на границах участков, где приложены внешние силы. В со-

ответствии с полученными данными строим эпюру продольных сил (см. рис. 3.8, в). Для этого от нулевой линии, параллельной оси стержня, откладываем в определенном масштабе значения продольных сил N .

3. Определение нормальных напряжений

- Полагаем, что в пределах действия закона Гука плоские поперечные сечения стержня смещаются при растяжении (сжатии) параллельно начальным положениям, оставаясь плоскими (гипотеза плоских сечений). Следовательно, нормальные напряжения во всех точках сечения должны быть одинаковыми.

Учитывая эту гипотезу, имеем

$$\sigma_i = \frac{N_i}{A_i},$$

где A — площадь поперечного сечения.

Для определения нормальных напряжений в поперечных сечениях стержня разделим значения продольных сил N (с учетом знаков) на соответствующие площади поперечных сечений.

Участок I:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{4N_1}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot (-100) \cdot 10^3}{3,14 \cdot (2,5 \cdot 20)^2} = -51 \text{ МПа}.$$

Участок II:

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = \frac{4N_2}{\pi d_2^2} = \frac{4 \cdot (-100) \cdot 10^3}{3,14 \cdot (3 \cdot 20)^2} = -35 \text{ МПа}.$$

Участок III:

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} = \frac{4N_3}{\pi d_2^2} = \frac{4 \cdot (-160) \cdot 10^3}{3,14 \cdot (3 \cdot 20)^2} = -57 \text{ МПа}.$$

Участок IV:

$$\sigma_4 = \frac{N_4}{A_4} = \frac{4N_4}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 0}{3,14 \cdot (2 \cdot 20)^2} = 0.$$

Участок V:

$$\sigma_5 = \frac{N_5}{A_5} = \frac{4N_5}{\pi(d_1^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 120 \cdot 10^3}{3,14 \cdot [(2 \cdot 20)^2 - 20^2]} = 127 \text{ МПа}.$$

Эпюру нормальных напряжений σ по длине стержня строим аналогично эпюре продольных сил (см. рис. 3.8, з).

- Проверим стержень на прочность. Условие прочности при растяжении (сжатии):

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma].$$

Из эпюры нормальных напряжений следует, что наибольшее напряжение возникает в пределах участка V:

$$\sigma_{\max} = \sigma_5 = 127 \text{ МПа} < [\sigma] = 160 \text{ МПа}.$$

Отсюда следует, что условие прочности удовлетворяется.

4. Определение перемещений

Для определения величины перемещения поперечного сечения стержня воспользуемся законом Гука. Величину удлинения (укорочения) отдельного участка определяем по формуле

$$\Delta l = \frac{N_i l_i}{A_i E_i},$$

где E — модуль упругости, для сталей $E = (2,0 \dots 2,2) \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Знак Δl определяется знаком продольной силы N . При построении эпюры перемещений Δl за начало отсчета обязательно принимаем неподвижное сечение (сечение опоры 0).

Для стержня, имеющего несколько участков, изменение длины всего стержня равно алгебраической сумме удлинений и укорочений отдельных участков

$$\Delta l_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n (\Delta l_i).$$

Перемещение сечения 1 определяется удлинением участка I стержня:

$$\Delta l_1 = \frac{N_1 l_1}{A_1 E} = \frac{(-100) \cdot 10^3 \cdot 800 \cdot 4}{3,14 \cdot (2,5 \cdot 20)^2 \cdot 2 \cdot 10^5} = -0,20 \text{ мм}.$$

Перемещение сечения 2 определяется деформациями участков I и II:

$$\Delta l_2 = \Delta l_1 + \Delta l_{12} = \Delta l_1 + \frac{N_2 l_2}{A_2 E} = -0,20 - \frac{100 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 800 \cdot 4}{3,14 \cdot (3 \cdot 20)^2 \cdot 2 \cdot 10^5} = -0,41 \text{ мм}.$$

Перемещение сечения 3 определяется деформациями участков I, II и III:

$$\Delta l_3 = \Delta l_2 + \Delta l_{23} = \Delta l_2 + \frac{N_3 l_3}{A_3 E} = -0,41 - \frac{160 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 800 \cdot 4}{3,14 \cdot (3 \cdot 20)^2 \cdot 2 \cdot 10^5} = -0,75 \text{ мм.}$$

Перемещение сечения 4 определяется деформациями участков I... IV:

$$\Delta l_4 = \Delta l_3 + \Delta l_{34} = \Delta l_3 + \frac{N_4 l_4}{A_4 E} = -0,75 + \frac{0 \cdot 800 \cdot 4}{3,14 \cdot (2 \cdot 20)^2 \cdot 2 \cdot 10^5} = -0,75 \text{ мм.}$$

Перемещение сечения 5 определяется деформациями участков I... V:

$$\begin{aligned} \Delta l_5 = \Delta l_{\Sigma} &= \Delta l_4 + \Delta l_{45} = \Delta l_4 + \frac{N_5 l_5}{A_5 E} = \\ &= -0,75 + \frac{120 \cdot 10^3 \cdot 800 \cdot 4}{3,14 \cdot [(2 \cdot 20)^2 - 20^2] \cdot 2 \cdot 10^5} = -0,24 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Найденные значения Δl_1 , Δl_2 , Δl_3 , Δl_4 и Δl_5 (с учетом знака) в определенном масштабе откладываем от базовой линии (см. рис. 3.8, д) в соответствующих сечениях 1, 2, 3, 4 и 5. Полученные таким образом точки, начиная с нулевой точки в нулевом сечении, последовательно соединяем прямыми линиями и получаем эпюру перемещений Δl .

Задача № 3

Для стального стержня (рис. 3.9), нагруженного системой внешних сил F , определить максимально возможное значение силы F из условия прочности на наиболее нагруженном участке, если допускаемое напряжение $[\sigma] = 150 \text{ МПа}$ и заданы размеры стержня l и d . Построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ и перемещений Δl .

Дано:
 $d = 30 \text{ мм,}$
 $l = 1 \text{ м.}$

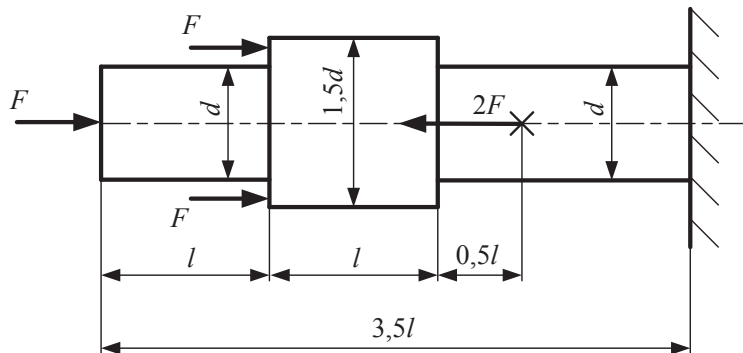


Рис. 3.9

1. Определение реакции опоры

Выбираем положительное направление оси X (рис. 3.10, *а*).

Составляем уравнение равновесия:

$$\sum_{i=1}^n F_{xi} = 0;$$

$$-F - 2F + 2F + R = 0.$$

Отсюда получим

$$R = F + 2F - 2F = F.$$

2. Определение продольных сил

- Разбиваем сечениями 0...4 стержень на участки I, II, III и IV.
- Применяем метод сечений. Для этого мысленно рассекаем стержень в пределах каждого участка, отбрасываем левую часть, рассматриваем равновесие оставшейся правой части стержня (рис. 3.10, *б*) и составляем для нее уравнение равновесия

$$\sum_{i=1}^n (F_{xi} + N_{xi}) = 0.$$

Участок I:

$$R + N_1 = 0; N_1 = -R = -F.$$

Участок II:

$$R + 2F + N_2 = 0; N_2 = -R - 2F = -3F.$$

Участок III:

$$R + 2F + N_3 = 0; N_3 = -R - 2F = -3F.$$

Участок IV:

$$R + 2F - 2F + N_4 = 0; N_4 = -R - 2F + 2F = -F.$$

Таким образом, стержень на всех участках сжат. По полученным значениям строим эпюру продольных сил N (см. рис. 3.10, *в*).

3. Определение нормальных напряжений

- Нормальное напряжение σ в поперечном сечении стержня при растяжении (сжатии) равно продольной силе N , поделенной на площадь сечения поперечного сечения, с учетом знаков N в этом же сечении.

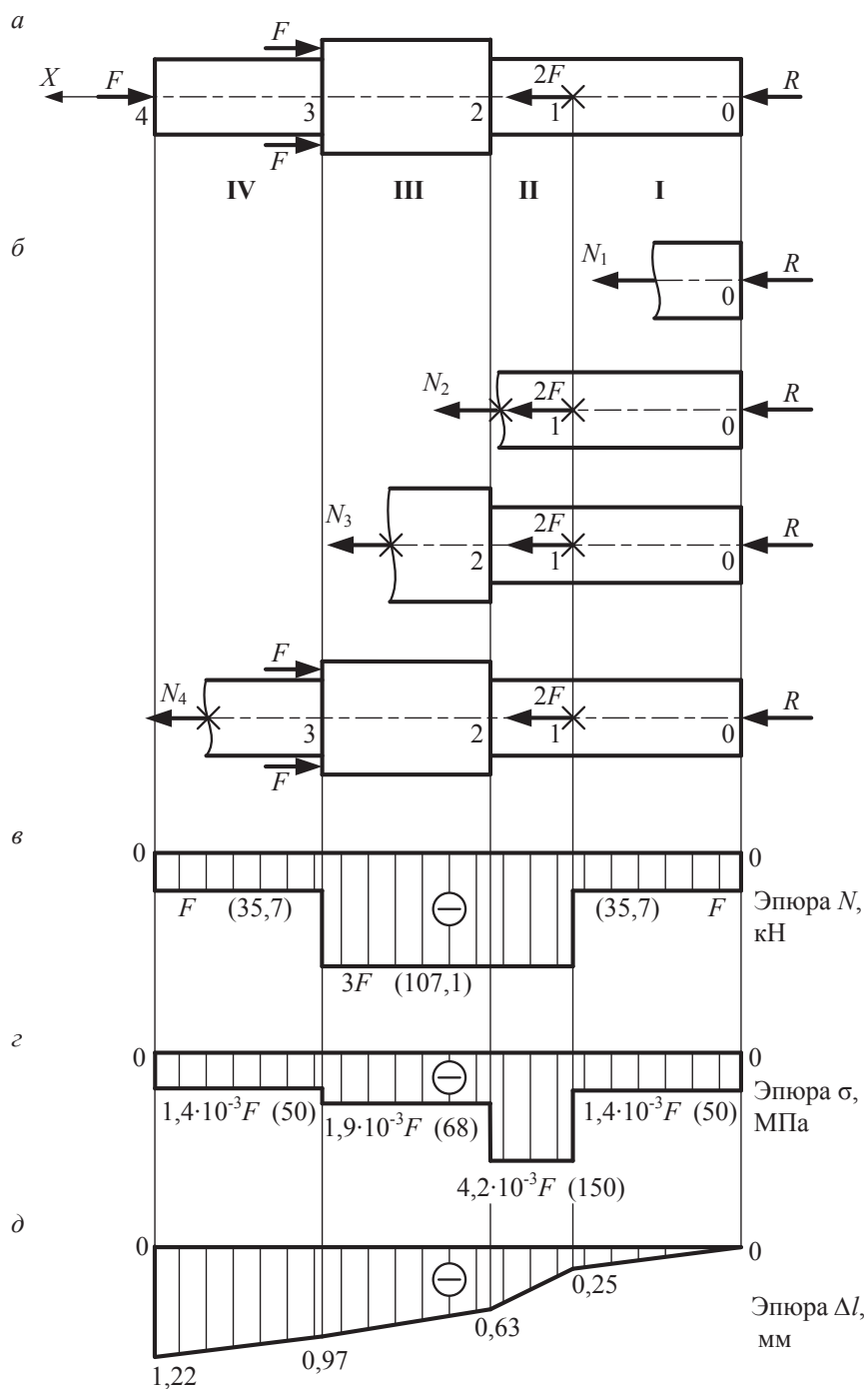


Рис. 3.10

Участок I:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{4N_1}{\pi d^2} = -\frac{4F}{3,14 \cdot 30^2} = -1,4 \cdot 10^{-3} F.$$

Участок II:

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = \frac{4N_2}{\pi d^2} = -\frac{4 \cdot 3F}{3,14 \cdot 30^2} = -4,2 \cdot 10^{-3} F.$$

Участок III:

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} = \frac{4N_3}{\pi(1,5d)^2} = -\frac{4 \cdot 3F}{3,14 \cdot (1,5 \cdot 30)^2} = -1,9 \cdot 10^{-3} F.$$

Участок IV:

$$\sigma_4 = \frac{N_4}{A_4} = \frac{4N_4}{\pi d^2} = -\frac{4F}{3,14 \cdot 30^2} = -1,4 \cdot 10^{-3} F.$$

По полученным значениям нормальных напряжений строим эпюру (см. рис. 3.10, з).

- Из условия прочности определяем максимально возможное значение силы F :

$$|\sigma_{\max}| \leq [\sigma].$$

Из эпюры нормальных напряжений следует, что наибольшее напряжение возникает в пределах участка II:

$$\sigma_{\max} = |\sigma_2| = 4,2 \cdot 10^{-3} F \leq [\sigma] = 150 \text{ МПа}.$$

Отсюда

$$F_{\max} \leq \frac{150}{4,2 \cdot 10^{-3}} = 35,7 \cdot 10^3 \text{ Н} = 35,7 \text{ кН}.$$

- Определяем числовые значения продольных сил и нормальных напряжений по участкам.

Участок I:

$$N_1 = -F = -35,7 \text{ кН};$$

$$\sigma_1 = -1,4 \cdot 10^{-3} F = -1,4 \cdot 10^{-3} \cdot 35,7 \cdot 10^3 = -50 \text{ МПа}.$$

Участок II:

$$N_2 = -3F = -3 \cdot 35,7 = -107,1 \text{ кН};$$

$$\sigma_2 = -4,2 \cdot 10^{-3} F = -4,2 \cdot 10^{-3} \cdot 35,7 \cdot 10^3 = -150 \text{ МПа}.$$

Участок III:

$$N_3 = -3F = -3 \cdot 35,7 = -107,1 \text{ кН};$$

$$\sigma_3 = -1,9 \cdot 10^{-3} F = -1,9 \cdot 10^{-3} \cdot 35,7 \cdot 10^3 = -68 \text{ МПа}.$$

Участок IV:

$$N_4 = -F = -35,7 \text{ кН};$$

$$\sigma_4 = -1,4 \cdot 10^{-3} F = -1,4 \cdot 10^{-3} \cdot 35,7 \cdot 10^3 = -50 \text{ МПа}.$$

4. Определение перемещений

Перемещение стержня от действия системы сил получим как сумму перемещений от действия каждой силы в отдельности:

$$\Delta l_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n (\Delta l_i).$$

Полагаем, что сечение 0 (см. рис. 3.10, а), контактирующее с опорой, после приложения нагрузки не переместится. Перемещение сечения 1 определяется удлинением участка I стержня:

$$\Delta l_1 = \frac{N_1 l_1}{A_1 E} = \frac{-35,7 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 10^3 \cdot 4}{3,14 \cdot 30^2 \cdot 2 \cdot 10^5} = -0,25 \text{ мм}.$$

Перемещение сечения 2 определится деформациями участков I и II:

$$\Delta l_2 = \Delta l_1 + \Delta l_{12} = \Delta l_1 + \frac{N_2 l_2}{A_2 E} = -0,25 - \frac{107,1 \cdot 10^3 \cdot 0,5 \cdot 10^3 \cdot 4}{3,14 \cdot 30^2 \cdot 2 \cdot 10^5} = -0,63 \text{ мм}.$$

Перемещение сечения 3 определится деформациями участков I, II и III:

$$\Delta l_3 = \Delta l_2 + \Delta l_{23} = \Delta l_2 + \frac{N_3 l_3}{A_3 E} = -0,63 - \frac{107,1 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 10^3 \cdot 4}{3,14 \cdot (1,5 \cdot 30)^2 \cdot 2 \cdot 10^5} = -0,97 \text{ мм}.$$

Перемещение сечения 4 определится деформациями участков I... IV:

$$\Delta l_4 = \Delta l_{\Sigma} = \Delta l_3 + \Delta l_{34} = \Delta l_3 + \frac{N_4 l_4}{A_4 E} = -0,97 - \frac{35,7 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 10^3 \cdot 4}{3,14 \cdot 30^2 \cdot 2 \cdot 10^5} = -1,22 \text{ мм}.$$

На основании полученных значений строим эпюру перемещений (см. рис. 3.10, д).

Задания для самопроверки

Задача 1. Для стального стержня круглого поперечного сечения (рис. 3.11, а), нагруженного системой внешних сил $F = 80$ кН, построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений Δl и проверить его на прочность, если допускаемое нормальное напряжение $[\sigma] = 150$ МПа и заданы размеры стержня $d = 30$ мм и $l = 600$ мм.

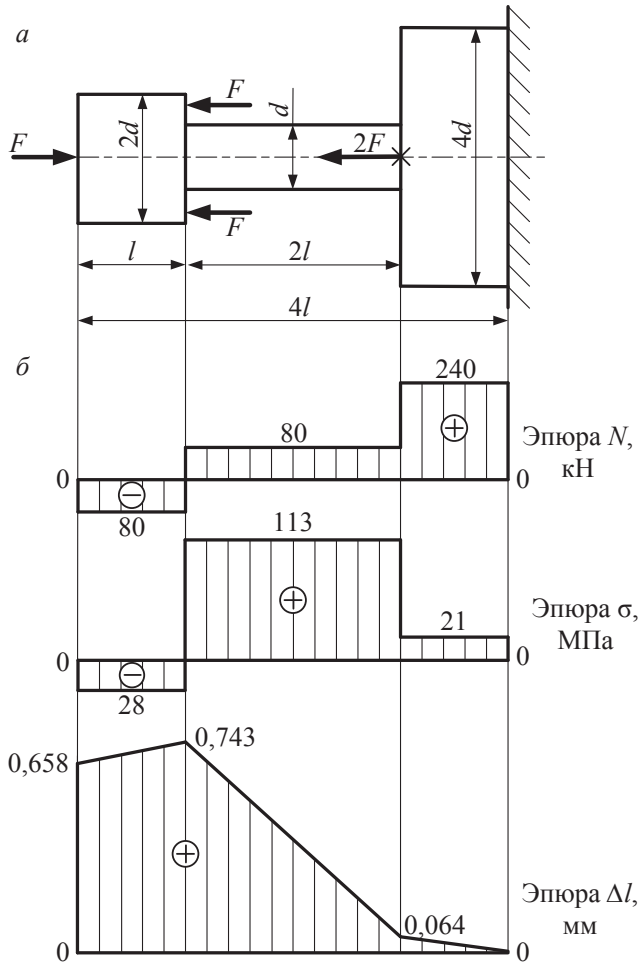


Рис. 3.11

Ответ: эпюры представлены на рис. 3.11, б. Условие прочности выполняется.

Задача 2. Для стального стержня круглого поперечного сечения (рис. 3.12, а), нагруженного системой внешних сил $F = 50$ кН, подобрать размеры поперечного сечения из условия прочности в опасном сечении, если длина $l = 300$ мм и допускаемое напряжение $[\sigma] = 160$ МПа. Построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений Δl .

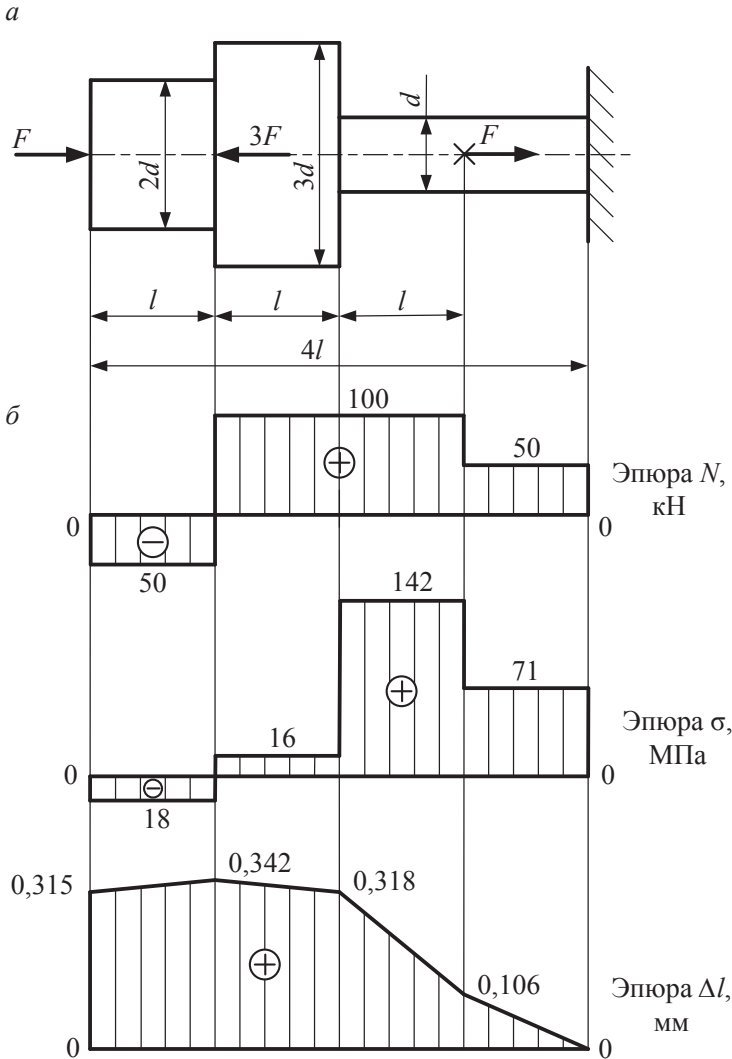


Рис. 3.12

Ответ: диаметр стержня $d = 30$ мм. Эпюры представлены на рис. 3.12, б.

4. Сдвиг и кручение

4.1. Сдвиг

Сдвигом называется вид деформации, при котором в каждом поперечном стержне действует только поперечная (перерезывающая) сила, а остальные внутренние силовые факторы (нормальная сила, крутящий и изгибающий моменты) отсутствуют.

Такое напряженное состояние возникает, когда на стержень (рис. 4.1, *а*) перпендикулярно его оси действуют две равные по величине и противоположно направленные силы F (рис. 4.1, *б*). Линии действия этих сил расположены бесконечно близко одна относительно другой.

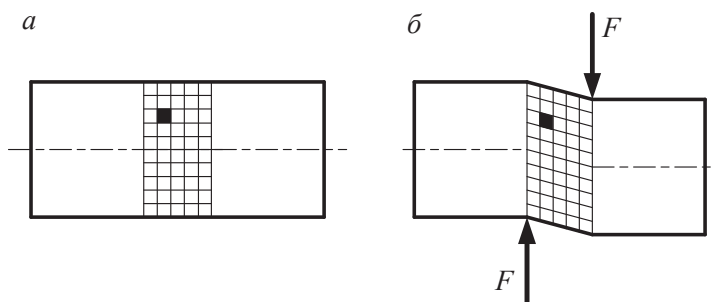


Рис. 4.1

Под действием этих сил происходит разрушение по плоскости, расположенной между силами. Такой вид разрушения называется срезом. Срезу предшествует деформация в виде искажения прямого угла между взаимно перпендикулярными линиями ортогональной координатной сетки (рис. 4.2).

На гранях выделенного элемента действуют касательные напряжения τ . Напряженное состояние, при котором на гранях элемента действуют только касательные напряжения, называется чистым сдвигом.

Перемещение грани a называется абсолютным сдвигом, а угол γ — относительным сдвигом. Для малых углов

$$\operatorname{tg} \gamma \approx \gamma = \frac{a}{h}. \quad (4.1)$$

Рассматривая равновесие одной из частей стержня (рис. 4.3)

$$\sum F_{yi} = 0, \quad -Q_y + F = 0, \quad Q_y = F,$$

устанавливаем связь между поперечной силой Q_y и касательными напряжениями τ_y :

$$Q_y = \int_A \tau_y dA.$$

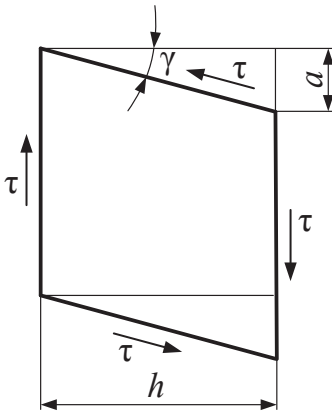


Рис. 4.2

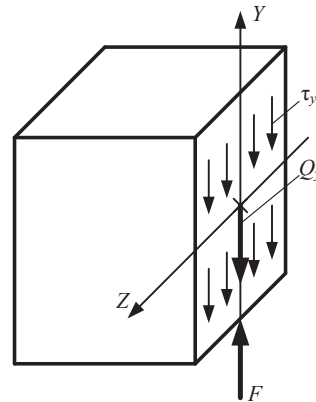


Рис. 4.3

Полагая, что касательные напряжения распределены по поперечному сечению равномерно, получим

$$\tau_y = \frac{Q_y}{A} = \frac{F}{A}, \quad (4.2)$$

где A — площадь поперечного сечения.

Экспериментальные исследования показали, что в пределах упругости абсолютный сдвиг пропорционален сдвигающей силе F и расстоянию между сдвигаемыми сечениями h и обратно пропорционален площади сечения A :

$$a = \frac{Fh}{GA},$$

где G — коэффициент пропорциональности, являющийся по своей физике такой же упругой характеристикой материала, как и E , и называющийся модулем упругости при сдвиге (модулем упругости второго рода).

Учитывая уравнения (4.1) и (4.2), получим

$$\tau = G\gamma. \quad (4.3)$$

Зависимость (4.3) выражает закон Гука при сдвиге.

Связь между упругими константами имеет вид

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)},$$

где μ — коэффициент Пуассона.

Для стали $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

В реальных деталях машин чистый сдвиг практически не встречается, так как неизбежная деформация нагружающих элементов приводит к дополнительному изгибу стержня. Однако во многих соединениях (заклепочных, сварных, штифтовых и др.) нормальные напряжения от действия изгибающего момента пренебрежимо малы по сравнению с касательными напряжениями сдвига, поэтому расчет этих соединений производят на чистый сдвиг. Условие прочности при этом имеет вид

$$\tau = \frac{F}{A} \leq [\tau_c],$$

где $[\tau_c]$ — допускаемое напряжение на срез. Для пластичного состояния материалов $[\tau_c] = (0,5 \dots 0,6) [\sigma_p]$, для хрупкого состояния $[\tau_c] = (0,7 \dots 1,0) [\sigma_p]$.

Кроме того, сдвиг сопровождается деформацией смятия. Поэтому расчет ряда соединений на срез дополняют расчетом на смятие (см. задачу № 4, с.59).

4.2. Кручение

Кручением называется вид деформации, при котором в каждом поперечном сечении стержня действует только крутящий момент, а остальные внутренние силовые факторы (нормальные и поперечные силы и изгибающие моменты) отсутствуют.

Стержень (элемент конструкции, деталь), испытывающий деформацию кручения, принято называть валом.

Для определения прочностной надежности (расчета на прочность и жесткость) вала необходимо знать крутящие моменты в каждом поперечном сечении. Значения крутящих моментов (как и любых других внутренних силовых факторов) определяют методом сечений, и результат представляют в виде эпюры.

Построение эпюры крутящих моментов рассмотрим на примере.

Вал механической передачи находится в равновесии, т. е. вращается с постоянной угловой скоростью $\omega = \text{const}$ под действием внешних вращающих моментов T_i (рис. 4.4, а).

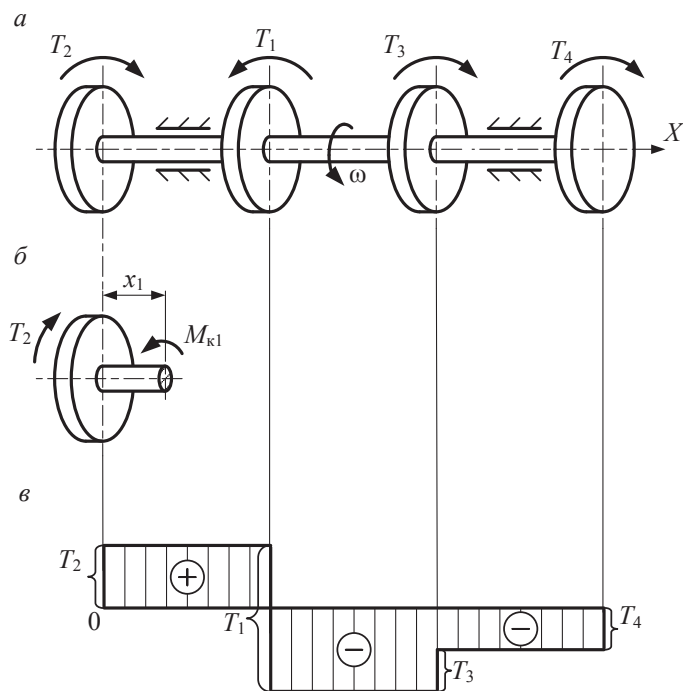


Рис. 4.4

При этом T_1 — момент сил движущих (совпадает по направлению с направлением вращения), а T_2 , T_3 и T_4 — моменты сил сопротивления.

Для определения крутящего момента в сечении $x = x_1$ рассечем вал и рассмотрим равновесие левой части. Из внешних моментов на эту часть вала действует только T_2 . Для равновесия необходимо, чтобы все внутренние силы в рассматриваемом сечении сложились в пару

сил с моментом $M_{к1}$, по величине равным моменту T_2 и направленным в противоположную сторону (см. рис. 4.4, б).

Из уравнения равновесия

$$\begin{aligned}\sum M_i &= 0; \\ -T_2 + M_{к1} &= 0\end{aligned}$$

находим

$$M_{к1} = T_2.$$

При рассмотрении равновесия правой части вала получим

$$M_{к1} = T_1 - T_3 - T_4.$$

Результат такой же, как в условиях равновесия всего вала:

$$-T_2 + T_1 - T_3 - T_4 = 0 \text{ и } T_1 = T_2 + T_3 + T_4.$$

Следовательно, крутящий момент в каждом сечении вала равен сумме внешних вращающих моментов, действующих по одну сторону от рассматриваемого сечения.

Для построения эпюр крутящих моментов принято следующее правило знаков. Крутящий момент считается положительным ($M_k > 0$), если, при взгляде со стороны сечения, он направлен против часовой стрелки и, наоборот, отрицательным ($M_k < 0$), если он направлен по часовой стрелке.

Построенная эпюра крутящих моментов (см. рис 4.4, в) позволяет определить величину максимального момента и участка вала, на котором он действует. Эти знания необходимы для выполнения расчета и конструирования вала.

В инженерных задачах параметры вращательного движения часто задаются в виде передаваемой мощности P и частоты вращения вала n . В этом случае вращающий момент определяют как

$$T = 9550 \cdot \frac{P}{n},$$

где T — вращающий момент, Н·м; P — мощность, кВт; n — частота вращения вала, мин⁻¹.

4.2.1. Деформации при кручении

Теоретические и экспериментальные исследования деформации кручения стержней круглого поперечного сечения дают основание принять в качестве исходных положений для расчета следующие гипотезы:

- поперечные сечения вала, плоские до деформации, остаются плоскими и во время деформации;
- радиусы сечений, прямые до деформации, остаются прямыми и после деформации;
- расстояния между поперечными сечениями не изменяются.

На основании этих гипотез деформацию кручения можно представить как следствие сдвигов сечений в окружном направлении, характеризующихся углом поворота одного сечения относительно другого.

Рассмотрим вал, левый конец которого защемлен, а к правому приложен внешний момент T (рис. 4.5). Образующая AB , параллельная оси до приложения нагрузки, под действием момента T займет положение AB_1 , образовав с прямой AB угол γ .

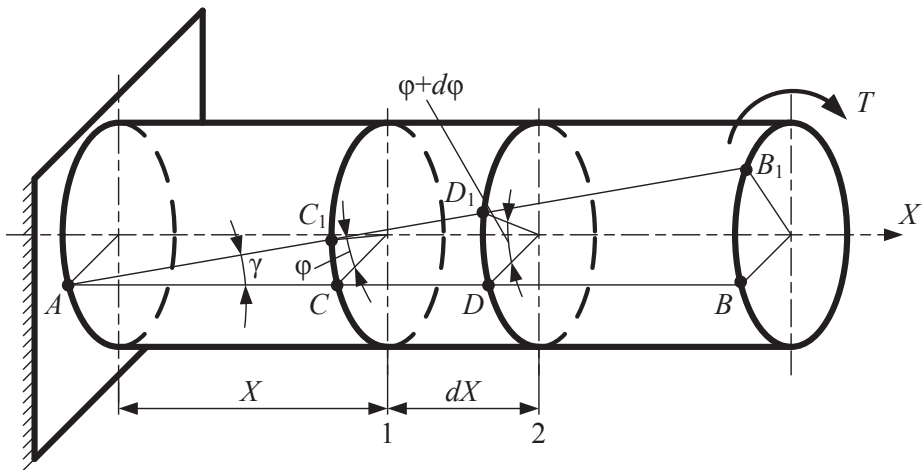


Рис. 4.5

Из рассматриваемого вала выделим элемент, ограниченный сечениями 1 и 2, расположенными на расстоянии x и $x + dx$ от левого конца вала (рис. 4.6).

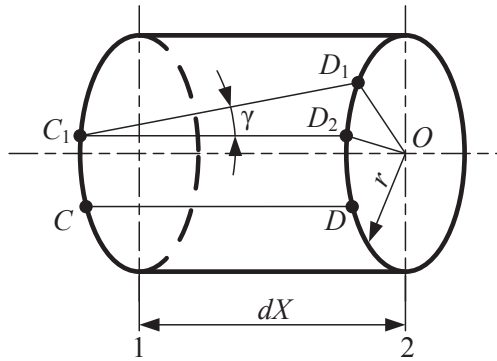


Рис. 4.6

Сечение 1 повернулось относительно левого торца вала на угол φ , сечение 2 — на угол $(\varphi + d\varphi)$. Образующая CD этого элемента займет положение C_1D_1 . Из точки C_1 проведем линию C_1D_2 , параллельную оси вала, и соединим точку D_2 с центром сечения 2. Угол D_2OD_1 есть $d\varphi$, на который сечение 2 повернулось относительно сечения 1.

Абсолютный сдвиг выделенного элемента равен длине дуги $\cup D_1D_2$:

$$\cup D_1D_2 = rd\varphi.$$

Относительный сдвиг

$$\gamma = \frac{rd\varphi}{dx}.$$

Отношение $d\varphi/dx$ есть угол закручивания, приходящийся на единицу длины вала. Обозначим его θ и будем называть относительным углом закручивания. Тогда

$$\gamma = r\theta.$$

Поскольку радиусы поперечных сечений остаются во время деформации прямыми, то можно сказать, что и для элемента, подобного выделенному, но лежащего внутри цилиндра на расстоянии ρ от центра, относительный сдвиг

$$\gamma_\rho = \rho\theta.$$

4.2.2. Напряжения

На основании закона Гука для сдвига $\tau = G\gamma$ напряжение на поверхности вала $\tau = Gr\theta$. Для элемента, расположенного от оси вала на расстоянии ρ , напряжение можно определить по формуле

$$\tau_\rho = G\rho\theta, \quad (4.4)$$

т. е. величина касательного напряжения прямо пропорциональна расстоянию от центра сечения (рис. 4.7).

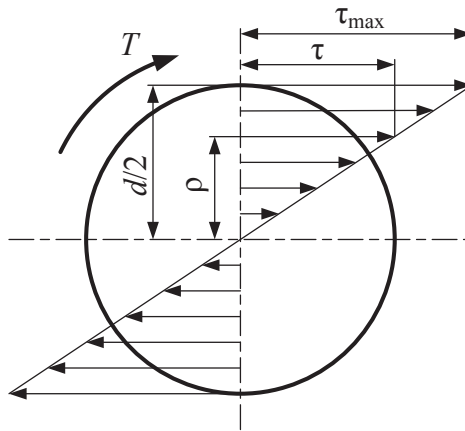


Рис. 4.7

Касательные напряжения в поперечных сечениях вала направлены в каждой точке сечения перпендикулярно текущему радиусу ρ .

Материал, находящийся в районе оси вала, испытывает незначительные напряжения. Максимальные касательные напряжения возникают на поверхности вала.

Касательные напряжения в сечении приводятся к паре, момент которой равен крутящему моменту M_k . В окрестности произвольной точки K , расположенной на расстоянии ρ от центра сечения, выделим элементарную площадку dA (рис. 4.8).

На эту площадку действует элементарная окружная сила $\tau_\rho dA$, создающая элементарный момент относительно оси вала:

$$dM_k = \tau_\rho \rho dA.$$

Сумма таких элементарных моментов по всему поперечному сечению равна крутящему моменту:

$$M_{\kappa} = \int_A dM = \int_A \tau_{\rho} \rho dA.$$

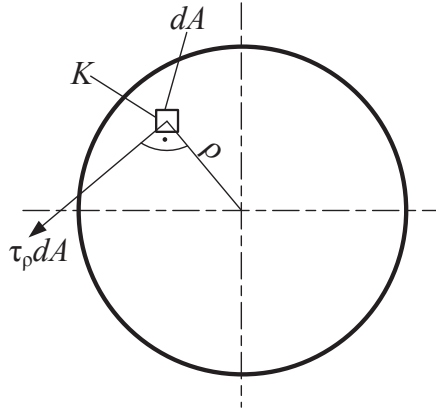


Рис. 4.8

С учетом выражения (4.4)

$$M_{\kappa} = \int_A G\theta\rho^2 dA.$$

Вынося постоянные величины за знак интеграла, получим

$$M_{\kappa} = G\theta \int_A \rho^2 dA.$$

Выражение

$$\int_A \rho^2 dA,$$

т. е. сумма произведений элементарных площадок на квадрат их расстояний до центра сечения (полюса), называется полярным моментом инерции сечения и обозначается J_{ρ} .

С учетом принятого обозначения

$$M_{\kappa} = G\theta J_{\rho}.$$

Откуда относительный угол закручивания

$$\theta = \frac{M_{\kappa}}{GJ_{\rho}}. \quad (4.5)$$

Полный угол закручивания для участка вала с постоянным крутящим моментом M_k и жесткостью (GJ_ρ) на расстоянии l

$$\varphi = \frac{M_k l}{GJ_\rho}.$$

Зависимость касательного напряжения от крутящего момента установим, подставив выражение (4.5) в уравнение (4.4):

$$\tau_\rho = G\rho \frac{M_k}{GJ_\rho} = \frac{M_k \rho}{J_\rho}.$$

Отсюда наибольшее напряжение действует на поверхности вала:

$$\tau_{\max} = \frac{M_k r}{J_\rho}.$$

Введем еще одно обозначение. Отношение полярного момента инерции к максимальному расстоянию до полюса (радиусу) обозначим

$$W_\rho = \frac{J_\rho}{r}$$

и будем называть полярным моментом сопротивления.

С учетом этого обозначения

$$\tau_{\max} = \frac{M_k}{W_\rho}.$$

4.2.3. Полярные момент инерции и момент сопротивления круга и кругового кольца

По определению полярный момент инерции сечения

$$J_\rho = \int_A \rho^2 dA.$$

В круге диаметром d (рис. 4.9, *a*) выделим элементарную площадку в виде кольца, ограниченного окружностями радиусами ρ и $\rho + d\rho$, и ее площадь определим как площадь прямоугольника со сторонами $2\pi\rho$ и $d\rho$:

$$dA = 2\pi\rho d\rho.$$

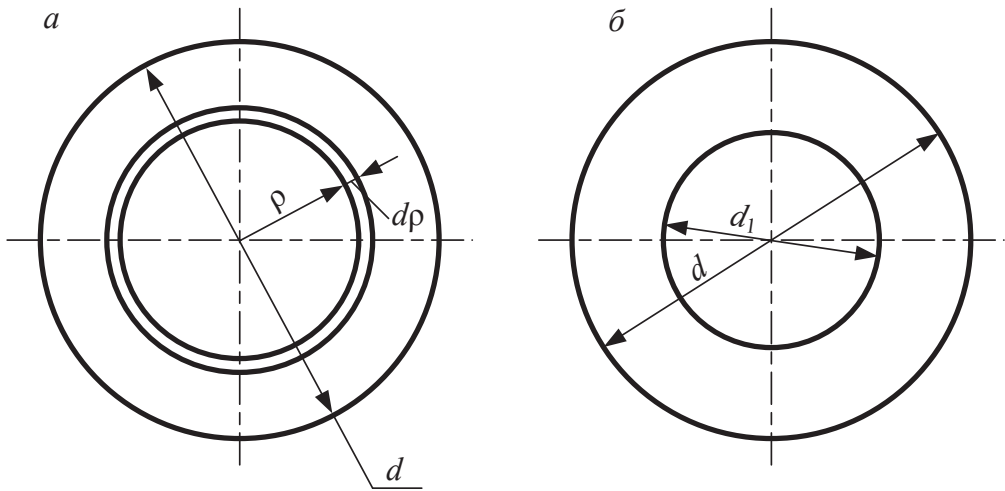


Рис. 4.9

Тогда

$$J_p = 2\pi \int_0^{\frac{d}{2}} \rho^3 d\rho = \frac{\pi d^4}{32}.$$

Полярный момент сопротивления соответственно рассчитывается так:

$$W_p = \frac{2J_p}{d} = \frac{\pi d^3}{16}.$$

Аналогично определим J_p и W_p для кольца (рис. 4.9, б).

Выполнив интегрирование в пределах $\rho = d_1/2$ и $\rho = d/2$, получим

$$J_p = \frac{\pi}{32} (d^4 - d_1^4).$$

Обозначив $d_1/d = \alpha$, получим

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} (1 - \alpha^4).$$

Полярный момент сопротивления для кольца

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} (1 - \alpha^4).$$

Приведем алгоритм расчета на прочность и жесткость при кручении.

Условие прочности при кручении имеет вид

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\kappa}}{W_{\rho}} \leq [\tau]. \quad (4.6)$$

При проектном расчете требуется определить диаметр вала по известной нагрузке, задавшись механическими свойствами материала. Для сплошного вала (круглое сплошное сечение) полярный момент сопротивления рассчитывается по формуле

$$W_{\rho} = \frac{\pi d^3}{16}. \quad (4.7)$$

Подставив W_{ρ} из выражения (4.6) в уравнение (4.7), можно рассчитать d по формуле

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_{\kappa}}{\pi [\tau]}}.$$

Для полого вала (кольцевое сечение) полярный момент сопротивления

$$W_{\rho} = \frac{\pi d^3}{16} (1 - \alpha^4)$$

и соответственно

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_{\kappa}}{\pi (1 - \alpha^4) [\tau]}}.$$

Во многих случаях, особенно при изготовлении вала из высокопрочных сталей, его диаметр определяется условием жесткости:

- в абсолютных углах закручивания или чаще

$$\varphi = \frac{M_{\kappa} l}{G J_{\rho}} \leq [\varphi];$$

- в относительных углах закручивания

$$\theta = \frac{M_{\kappa}}{G J_{\rho}} \leq [\theta].$$

Допускаемые величины деформаций определяются конкретными условиями работы вала.

С учетом определенных ранее полярных моментов инерции, диаметры валов из условия жесткости должны быть:

- для сплошного вала

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{32M_{\kappa}}{\pi G[\theta]}};$$

- для полого вала

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{32M_{\kappa}}{\pi G(1-\alpha^4)[\theta]}}.$$

Из диаметров, полученных расчетом на прочность и жесткость, следует выбрать больший как отвечающий обоим условиям.

Отметим, что поскольку наибольшие напряжения и деформации действуют в периферийных слоях сечения вала, то при равной прочности и жесткости полые валы имеют меньшую массу и материалоемкость.

Задача № 4

Рассчитать болтовое соединение (рис. 4.10), нагруженное сдвигающей силой F . Болт поставлен в отверстие без зазора. $F = 6000$ Н. Материал болта — сталь с допускаемым напряжением среза $[\tau_c] = 60$ МПа. Допускаемое напряжение смятия $[\sigma_{см}] = 100$ МПа. Толщина соединяемых деталей $\delta = 10$ мм. Размер, определяющий площадь смятия, $\delta_1 = 6,0$ мм.

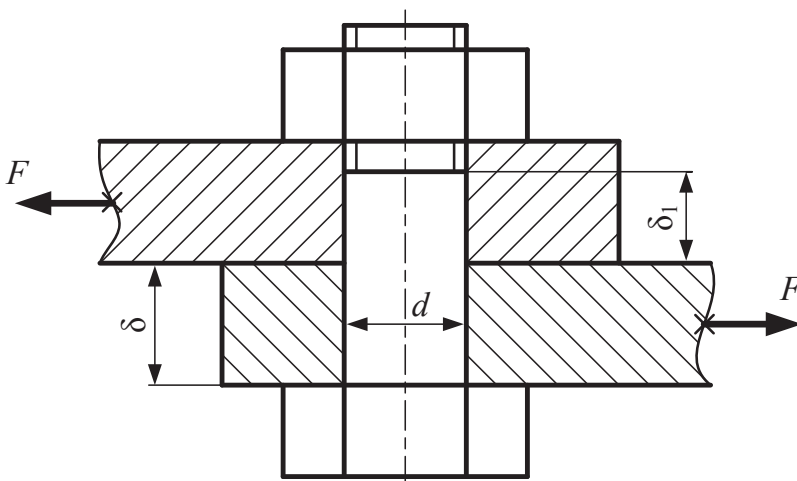


Рис. 4.10

Условие прочности на срез

$$\tau = \frac{F}{A} \leq [\tau_c],$$

где A — площадь сечения, $A = \pi d^2/4$.

Диаметр болта из условия отсутствия среза

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau_c]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6000}{\pi 60}} = 11,28 \text{ мм.}$$

Принимаем болт М12.

Проверка на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A_1} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где A_1 — площадь поверхности смятия; $A_1 = d\delta_1$, $A_1 = 12 \cdot 6 = 72 \text{ мм}^2$.

Поверхность смятия представляет собой реальную поверхность с неизвестным законом распределения напряжений (рис. 4.11, а).

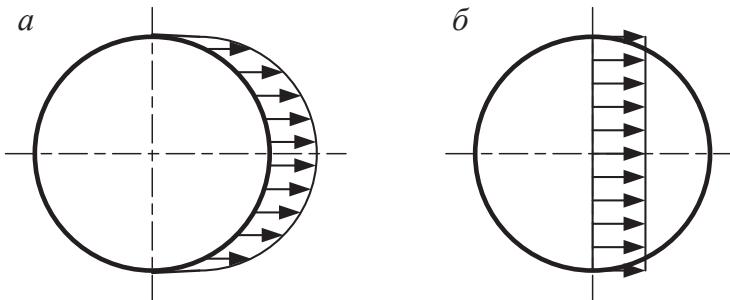


Рис. 4.11

Поверхность смятия заменена условной поверхностью с предположением равномерного распределения (рис. 4.11, б).

$$\sigma = \frac{6000}{72} = 83,3 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{ МПа.}$$

Условие прочности на смятие выполняется.

Задача № 5

Стальной вал (рис. 4.12) выполнен с диаметрами наружных участков d_1 , d_2 и диаметром отверстия d_0 . Отношение $\alpha = d_0/d_2 = 0,7$. Длина участков вала $l = 300 \text{ мм}$.

Вал вращается с постоянной угловой скоростью ω , соответствующей частоте вращения $n = 200 \text{ мин}^{-1}$. К валу подводится мощность $P = 18 \text{ кВт}$, при этом возникает момент движущих сил T_1 .

Моменты сил сопротивления T_2, T_3, T_4, T_5 . Соотношения между моментами сил сопротивления $T_2 : T_3 : T_4 : T_5 = 1 : 1 : 1 : 2$.

Допускаемое касательное напряжение материала вала $[\tau] = 40 \text{ МПа}$. Допускаемый условиями работы вала относительный угол закручивания вала $[\theta] = 0,5 \text{ градус/м}$.

Для изображенного на рисунке вала:

- построить эпюру крутящих моментов M_k ;
- рассчитать диаметры участков вала d_1 и d_2 , отвечающие условиям прочности и жесткости;
- построить эпюру касательных напряжений τ ;
- построить эпюру углов поворотов поперечных сечений вала (эпюру угловых перемещений) φ .

Дано:

$$P = 18 \text{ кВт},$$

$$n = 200 \text{ мин}^{-1},$$

$$T_2 : T_3 : T_4 : T_5 =$$

$$= 1 : 1 : 1 : 2,$$

$$[\tau] = 40 \text{ МПа},$$

$$[\theta] = 0,5 \text{ градус/м},$$

$$l = 300 \text{ мм},$$

$$\alpha = d_0/d_2 = 0,7.$$

Определить d_1, d_2 и d_0 .

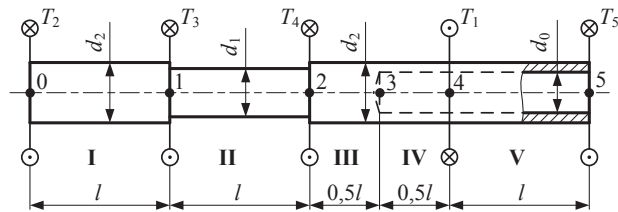


Рис. 4.12

1. Определение внешних моментов

Момент сил движущих

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P}{n} = 9550 \cdot \frac{18}{200} = 859,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Условие равновесия

$$\sum M_i = 0;$$

$$-T_2 - T_3 - T_4 + T_1 - T_5 = 0.$$

Следовательно,

$$T_1 = T_2 + T_3 + T_4 + T_5.$$

Отсюда при заданном соотношении моментов сопротивления

$$T_2 = T_3 = T_4 = \frac{T_1}{5} = \frac{859,5}{5} = 171,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_5 = \frac{2T_1}{5} = \frac{2 \cdot 859,5}{5} = 343,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Определение внутренних крутящих моментов

Для определения внутренних силовых факторов (в том числе M_k) используют метод сечений. Прежде чем рассекать, разделим вал на участки I, II, III и IV так, как показано на схеме. Граничными считаем те сечения вала, в которых приложены внешние моменты либо изменяется геометрия самого сечения.

Рассечем вал произвольным сечением на участке I и отбросим правую часть. Для того чтобы оставшаяся левая часть находилась в равновесии, все внутренние силы в рассматриваемом сечении должны сложиться в пару сил с моментом M_{kl} .

Из условия равновесия

$$\begin{aligned} \sum M_i &= 0; \\ -T_2 + M_{kl} &= 0 \end{aligned}$$

получим

$$M_{kl} = T_2 = 171,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для крутящих моментов принято следующее правило знаков: крутящий момент считают положительным ($M_k > 0$), если при взгляде со стороны сечения он направлен против хода часовой стрелки, и отрицательным, если он направлен по часовой стрелке ($M_k < 0$).

В соответствии с этим правилом $M_{kl} > 0$.

Аналогично определяем M_k на других участках:

- на участке II

$$M_{kII} = T_2 + T_3 = 171,9 + 171,9 = 343,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- на участке III

$$M_{kIII} = T_2 + T_3 + T_4 = 171,9 + 171,9 + 171,9 = 515,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- на участке IV

$$M_{\text{кIV}} = M_{\text{кIII}} = T_2 + T_3 + T_4 = 171,9 + 171,9 + 171,9 = 515,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- на участке V

$$M_{\text{кV}} = T_2 + T_3 + T_4 - T_1 = 171,9 + 171,9 + 171,9 - 859,5 = -343,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент на участке V удобнее определить, рассматривая равновесие правой части:

$$M_{\text{кV}} = -T_5 = -343,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Определение размеров сечения вала

Диаметр вала d_1 определяется из условий прочности и жесткости на участке II:

- из условия прочности

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{к}} \cdot 16}{\pi [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{343,8 \cdot 10^3 \cdot 16}{\pi \cdot 40}} = 35,24 \text{ мм};$$

- из условия жесткости

$$d_1 \geq \sqrt[4]{\frac{M_{\text{к}} \cdot 32}{\pi G [\theta]}},$$

где G — модуль сдвига для стали, $G = 8 \cdot 10^4$ МПа; $[\theta]$ — допускаемый угол закручивания, $[\theta]$ должен быть переведен в радиан на миллиметр [рад/мм]:

$$[\theta] = 0,5 \text{ градус/м} = \frac{0,5\pi}{180 \cdot 1000} = 8,7 \cdot 10^{-6} \text{ рад/мм}.$$

В результате

$$d_1 \geq \sqrt[4]{\frac{343,8 \cdot 10^3 \cdot 32}{\pi \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 8,7 \cdot 10^{-6}}} = 47,36 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_1 = 48$ мм.

Диаметры d_2 и d_0 определяются из условий прочности и жесткости на участке IV:

- из условия прочности

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кIV}} \cdot 16}{\pi [\tau] (1 - \alpha^4)}} = \sqrt[3]{\frac{515,7 \cdot 10^3 \cdot 16}{\pi \cdot 40 \cdot (1 - 0,7^4)}} = 44,2 \text{ мм};$$

- из условия жесткости

$$d_2 \geq \sqrt[4]{\frac{M_{\text{кIV}} \cdot 32}{\pi G[\theta](1-\alpha^4)}} = \sqrt[4]{\frac{515,7 \cdot 10^3 \cdot 32}{\pi \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 8,7 \cdot 10^{-6} \cdot (1-0,7^4)}} = 56,14 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_2 = 60 \text{ мм.}$

$$d_o = \alpha d_2 = 0,7 \cdot 60 = 42 \text{ мм.}$$

4. Полярные моменты сопротивления W_ρ и полярные моменты инерции J_ρ сечений на участках вала

$$W_{\rho I} = W_{\rho III} = \frac{\pi d_2^3}{16} = \frac{\pi 60^3}{16} = 42\,411 \text{ мм}^3;$$

$$J_{\rho I} = J_{\rho III} = \frac{\pi d_2^4}{32} = \frac{\pi 60^4}{32} = 1\,272\,345 \text{ мм}^4;$$

$$W_{\rho II} = \frac{\pi d_1^3}{16} = \frac{\pi 48^3}{16} = 21\,715 \text{ мм}^3;$$

$$J_{\rho II} = \frac{\pi d_1^4}{32} = \frac{\pi 48^4}{32} = 521\,153 \text{ мм}^4;$$

$$W_{\rho IV} = W_{\rho V} = \frac{\pi d_2^3}{16} (1-\alpha^4) = \frac{\pi 60^3}{16} (1-0,7^4) = 32\,228 \text{ мм}^3;$$

$$J_{\rho IV} = J_{\rho V} = \frac{\pi d_2^4}{32} (1-\alpha^4) = \frac{\pi 60^4}{32} (1-0,7^4) = 966\,855 \text{ мм}^4.$$

5. Определение касательных напряжений

Касательное напряжение на поверхности вала определяется по формуле

$$\tau = \frac{M_{\text{к}}}{W_\rho}.$$

Определяем касательные напряжения по участкам:

- на участке I

$$\tau_I = \frac{M_{\text{кI}}}{W_{\rho I}} = \frac{171,9 \cdot 10^3}{42\,411} = 4,1 \text{ МПа};$$

- на участке II

$$\tau_{II} = \frac{M_{\text{кII}}}{W_{\rho II}} = \frac{343,8 \cdot 10^3}{21\,715} = 15,8 \text{ МПа};$$

- на участке III

$$\tau_{III} = \frac{M_{кIII}}{W_{\rho III}} = \frac{515,7 \cdot 10^3}{42\,411} = 12,2 \text{ МПа};$$

- на участке IV

$$\tau_{IV} = \frac{M_{кIV}}{W_{\rho IV}} = \frac{515,7 \cdot 10^3}{32\,228} = 16,0 \text{ МПа};$$

- на участке V

$$\tau_V = \frac{M_{кV}}{W_{\rho V}} = -\frac{343,8 \cdot 10^3}{32\,228} = -10,7 \text{ МПа}.$$

При построении эпюры « τ » величину напряжений откладываем от нулевой линии в том же направлении, что и M_k , вызвавший это напряжение.

6. Определение углов закручивания

Углы закручивания определяются по формуле

$$\varphi = \frac{M_k l}{GJ_\rho},$$

т. е. на тех участках, на которых постоянны крутящий момент и жесткость вала, угол закручивания φ между двумя сечениями прямо пропорционален расстоянию между ними.

Определим, на какой угол сечение 1 закрутится относительно левого торцового сечения 0, принятого за условно неподвижное:

$$\varphi_{10} = \frac{M_{кI} l}{GJ_{\rho I}} = \frac{171,9 \cdot 10^3 \cdot 300}{8 \cdot 10^4 \cdot 1\,272\,345} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ рад}.$$

Деформация на участке II характеризуется углом закручивания сечения 2 относительно сечения 1:

$$\varphi_{21} = \frac{M_{кII} l}{GJ_{\rho II}} = \frac{343,8 \cdot 10^3 \cdot 300}{8 \cdot 10^4 \cdot 521\,153} = 24,7 \cdot 10^{-4} \text{ рад}.$$

Сечение 2 относительно сечения 0 закрутится на угол

$$\varphi_{20} = \varphi_{10} + \varphi_{21} = 5 \cdot 10^{-4} + 24,7 \cdot 10^{-4} = 29,7 \cdot 10^{-4} \text{ рад}.$$

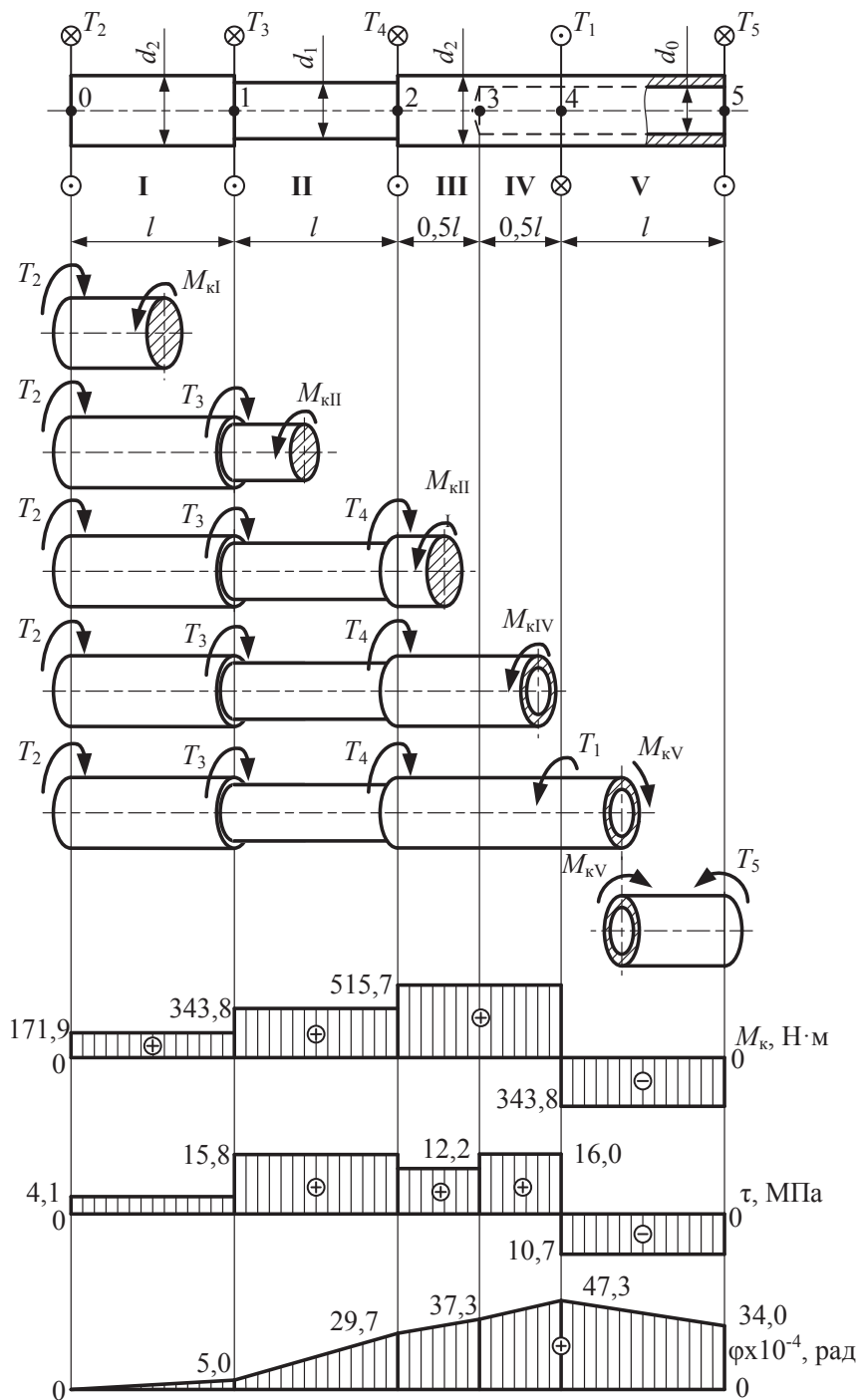


Рис. 4.13

Аналогично рассуждая, определим следующие углы:

$$\varphi_{32} = \frac{M_{\text{кIII}} 0,5l}{GJ_{\rho\text{III}}} = \frac{515,7 \cdot 10^3 \cdot 0,5 \cdot 300}{8 \cdot 10^4 \cdot 1\,272\,345} = 7,6 \cdot 10^{-4} \text{ рад};$$

$$\varphi_{30} = \varphi_{20} + \varphi_{32} = 29,7 \cdot 10^{-4} + 7,6 \cdot 10^{-4} = 37,3 \cdot 10^{-4} \text{ рад};$$

$$\varphi_{43} = \frac{M_{\text{кIV}} 0,5l}{GJ_{\rho\text{IV}}} = \frac{515,7 \cdot 10^3 \cdot 0,5 \cdot 300}{8 \cdot 10^4 \cdot 966\,855} = 10,0 \cdot 10^{-4} \text{ рад};$$

$$\varphi_{40} = \varphi_{30} + \varphi_{43} = 37,3 \cdot 10^{-4} + 10,0 \cdot 10^{-4} = 47,3 \cdot 10^{-4} \text{ рад};$$

$$\varphi_{54} = \frac{M_{\text{кV}} l}{GJ_{\rho\text{V}}} = \frac{343,8 \cdot 10^3 \cdot 300}{8 \cdot 10^4 \cdot 966\,855} = 13,3 \cdot 10^{-4} \text{ рад}.$$

Момент $M_{\text{кV}}$ направлен в противоположную сторону, поэтому

$$\varphi_{50} = \varphi_{40} - \varphi_{54} = 47,3 \cdot 10^{-4} - 13,3 \cdot 10^{-4} = 34,0 \cdot 10^{-4} \text{ рад}.$$

Результаты расчетов представлены в виде эпюры на рис. 4.13.

Задание для самопроверки

Для стального стержня круглого поперечного сечения (рис. 4.14, а) определить из условия прочности и жесткости диаметры d_1 , d_2 и d_o , если подводимая мощность $P = 25$ кВт, частота вращения вала $n = 250$ мин⁻¹, соотношения между моментами сил сопротивления $T_2 : T_3 : T_4 : T_5 = 2 : 2 : 2 : 1$, допустимое касательное напряжение материала вала $[\tau] = 25$ МПа, допускаемый относительный угол закручивания вала $[\theta] = 0,8$ градус/м, $\alpha = 0,6$. Построить эпюры крутящих моментов M_k , касательных напряжений τ , углов поворотов сечений φ .

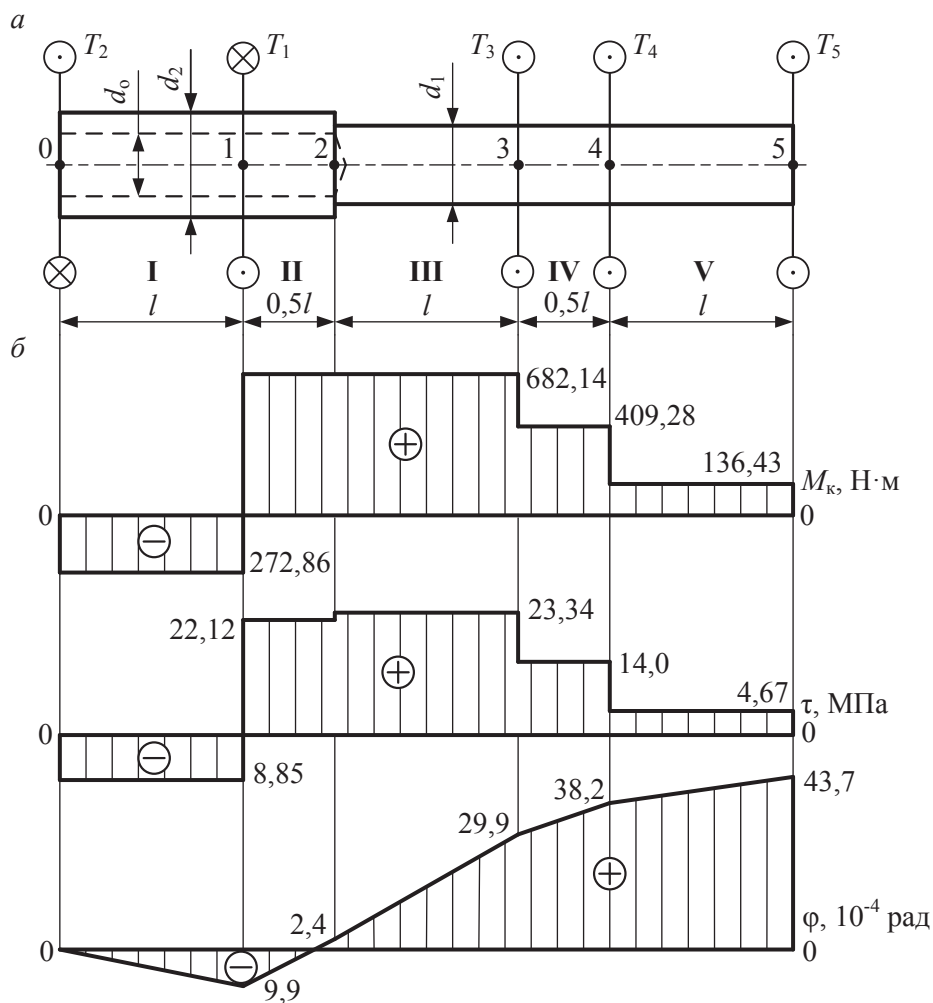


Рис. 4.14

Ответ: диаметры стержня $d_1 = 53$ мм, $d_2 = 56$ мм, $d_0 = 32$ мм. Эпюры представлены на рис. 4.14, б.

Задания

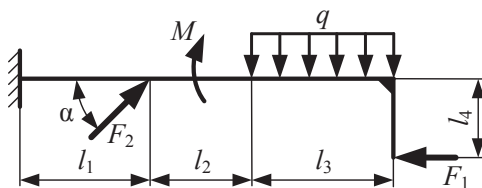
1. Равновесие тела под действием плоской системы сил

Определить опорные реакции балки или рамы. Исходные данные для решения приведены в заданиях.

Указание: пользуясь принципом освобождения от связей, заменить действие связей реакциями и найти их величины.

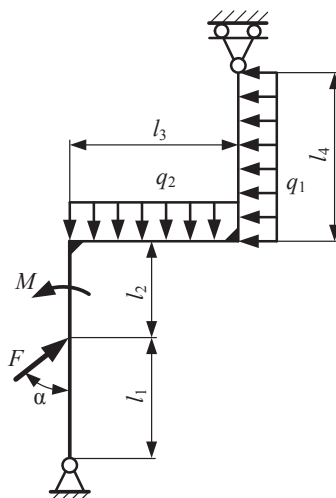
Задание 1.1

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	15	30	26	38	20
F_1 , кН	34	24	10	20	15
F_2 , кН	20	30	28	17	14
q , кН/м	6	10	15	20	18
α , градус	30	60	90	45	60
l_1 , м	2	3	1	2	1
l_2 , м	3	1	2	1	2
l_3 , м	2	3	4	3	2
l_4 , м	2	2	1	3	1



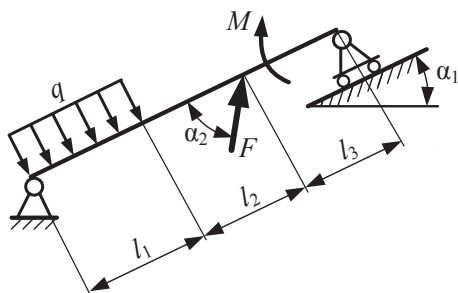
Задание 1.2

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	25	10	30	18	20
F , кН	30	25	50	20	15
q_1 , кН/м	10	15	20	22	8
q_2 , кН/м	16	20	25	30	10
α , градус	30	60	90	45	60
l_1 , м	4	2	1	3	2
l_2 , м	2	3	2	1	3
l_3 , м	3	4	3	2	2
l_4 , м	2	2	4	3	1



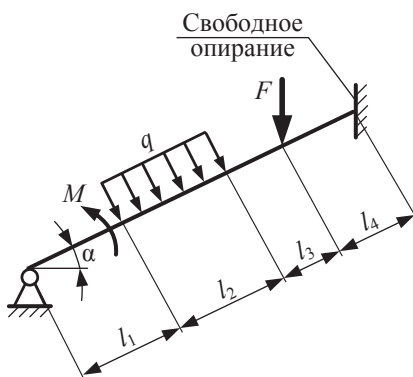
Задание 1.3

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	40	20	30	10	25
F , кН	30	40	40	25	15
q , кН/м	10	20	25	30	18
α_1 , градус	30	60	30	45	60
α_2 , градус	45	90	60	30	60
l_1 , м	4	2	3	4	3
l_2 , м	2	1	2	2	1
l_3 , м	1	3	2	1	2



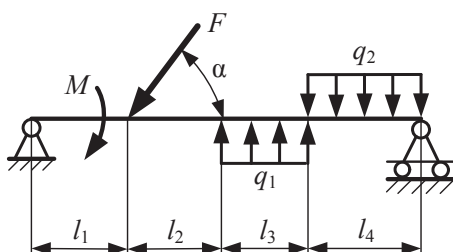
Задание 1.4

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	28	30	40	20	15
F , кН	20	24	30	25	10
q , кН/м	12	20	26	34	15
α , градус	60	30	45	30	60
l_1 , м	1	3	2	2	1
l_2 , м	2	4	4	3	2
l_3 , м	2	1	1	3	2
l_4 , м	1	2	2	2	1



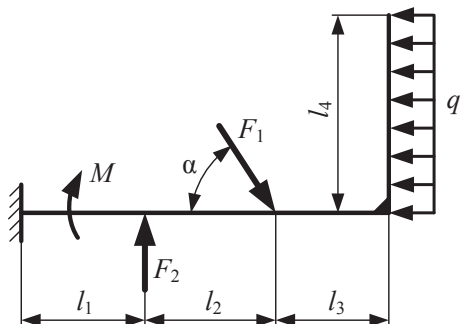
Задание 1.5

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	20	28	36	15	25
F , кН	20	30	40	25	15
q_1 , кН/м	18	25	28	30	20
q_2 , кН/м	30	20	17	25	32
α , градус	30	45	60	90	30
l_1 , м	1	2	2	1	2
l_2 , м	2	1	2	2	1
l_3 , м	3	4	3	3	4
l_4 , м	4	3	2	4	2



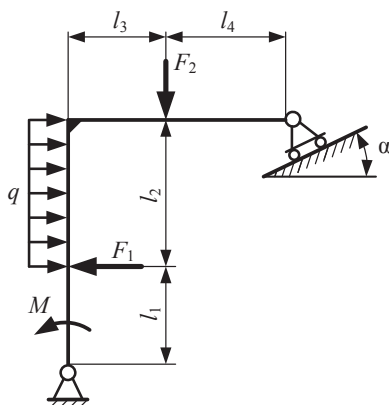
Задание 1.6

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	25	30	18	10	35
F_1 , кН	20	18	20	25	15
F_2 , кН	15	25	30	40	20
q , кН/м	30	20	15	25	22
α , градус	30	45	60	90	30
l_1 , м	2	1	2	2	1
l_2 , м	1	2	1	1	2
l_3 , м	3	2	2	3	1
l_4 , м	4	3	3	4	3



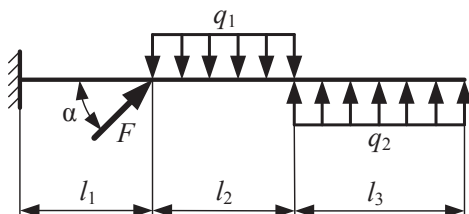
Задание 1.7

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	15	20	27	30	25
F_1 , кН	22	20	30	25	15
F_2 , кН	15	25	20	30	10
q , кН/м	10	15	20	25	30
α , градус	60	45	30	60	30
l_1 , м	1	1	2	2	1
l_2 , м	2	3	3	2	2
l_3 , м	2	2	1	1	2
l_4 , м	1	2	1	2	2



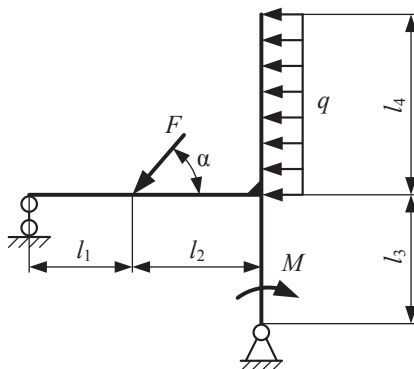
Задание 1.8

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F , кН	40	30	20	20	15
q_1 , кН/м	20	10	15	25	15
q_2 , кН/м	18	25	30	20	22
α , градус	30	60	45	90	30
l_1 , м	2	1	3	1	2
l_2 , м	3	2	4	2	3
l_3 , м	2	3	3	4	2



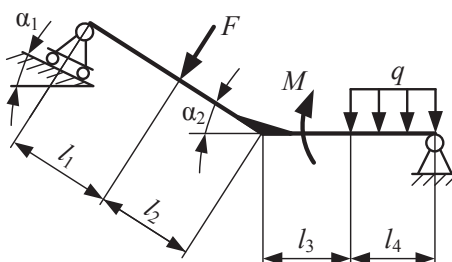
Задание 1.9

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	40	30	20	26	15
F , кН	30	28	10	15	25
q , кН/м	20	15	30	25	20
α , градус	45	30	60	90	30
l_1 , м	2	2	1	1	2
l_2 , м	2	2	1	1	2
l_3 , м	1	2	2	2	1
l_4 , м	3	3	2	3	2



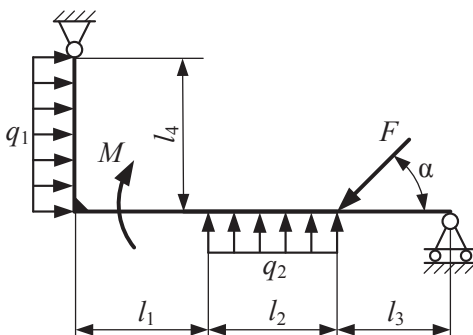
Задание 1.10

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	15	20	25	10	30
F , кН	20	18	10	25	15
q , кН/м	10	20	15	20	10
α_1 , градус	30	60	45	30	60
α_2 , градус	30	45	60	90	30
l_1 , м	1	2	1	2	1
l_2 , м	2	1	2	1	2
l_3 , м	1	2	2	2	1
l_4 , м	3	4	3	2	3



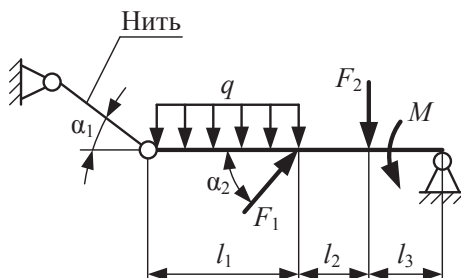
Задание 1.11

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	30	20	16	25	10
F , кН	20	10	30	25	15
q_1 , кН/м	20	25	18	30	20
q_2 , кН/м	18	20	10	25	20
α , градус	60	30	90	30	45
l_1 , м	2	1	2	2	1
l_2 , м	3	2	4	3	2
l_3 , м	1	2	3	1	2
l_4 , м	4	2	3	2	3



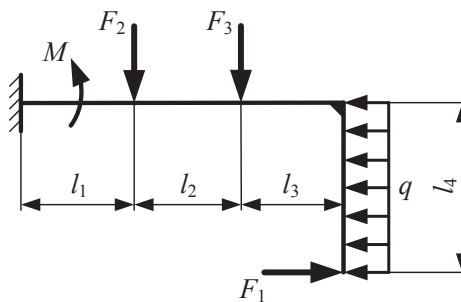
Задание 1.12

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	30	20	15	10	15
F_1 , кН	40	26	20	30	15
F_2 , кН	15	10	30	20	25
q , кН/м	20	10	15	18	22
α_1 , градус	30	45	60	90	30
α_2 , градус	45	30	90	60	60
l_1 , м	4	3	2	4	3
l_2 , м	1	2	2	1	1
l_3 , м	2	1	1	1	2



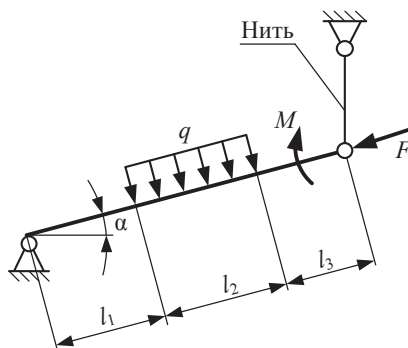
Задание 1.13

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	30	40	25	20	35
F_1 , кН	20	30	20	40	25
F_2 , кН	15	20	20	10	25
F_3 , кН	10	20	15	20	12
q , кН/м	20	25	30	10	20
l_1 , м	2	3	1	2	3
l_2 , м	3	1	2	2	1
l_3 , м	1	2	3	1	3
l_4 , м	4	3	4	3	4



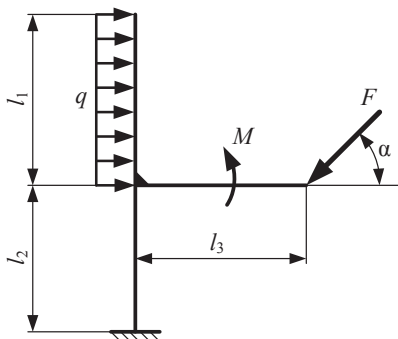
Задание 1.14

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	10	30	25	20	25
F , кН	40	30	50	20	15
q , кН/м	15	20	10	30	25
α , градус	60	30	45	45	60
l_1 , м	2	1	2	3	1
l_2 , м	4	3	4	4	2
l_3 , м	1	2	2	1	1



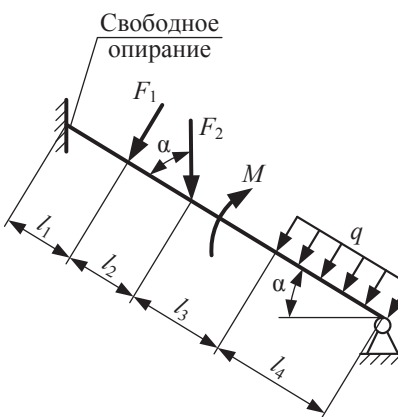
Задание 1.15

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	30	20	15	10	15
F , кН	20	30	20	30	35
q , кН/м	10	20	30	20	15
α , градус	60	30	45	90	60
l_1 , м	3	2	4	3	4
l_2 , м	2	1	2	2	1
l_3 , м	2	2	3	3	1



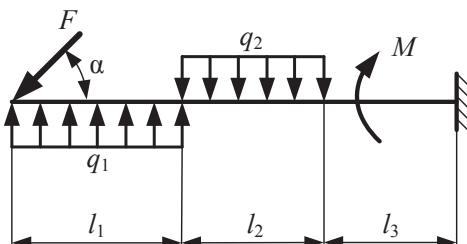
Задание 1.16

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	10	25	30	20	18
F_1 , кН	30	20	10	15	25
F_2 , кН	20	30	20	30	15
q , кН/м	20	10	26	18	15
α , градус	30	60	45	60	45
l_1 , м	2	1	2	1	2
l_2 , м	2	1	2	1	2
l_3 , м	1	2	1	2	1
l_4 , м	4	3	4	3	4



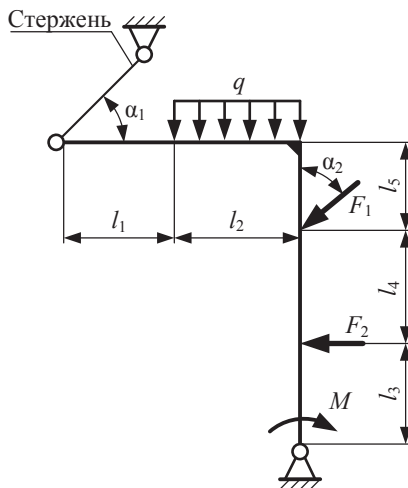
Задание 1.17

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	30	20	25	10	15
F , кН	20	30	40	15	10
q_1 , кН/м	18	10	20	20	25
q_2 , кН/м	20	20	10	15	30
α , градус	30	60	90	45	60
l_1 , м	2	3	2	3	2
l_2 , м	4	2	4	2	4
l_3 , м	1	2	2	1	1



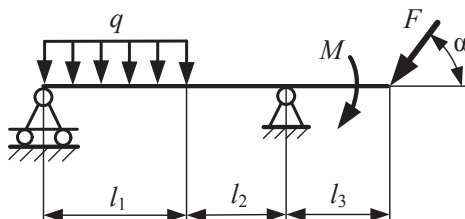
Задание 1.18

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	30	35	40	25	20
F_1 , кН	30	40	20	35	25
F_2 , кН	10	20	30	15	20
q , кН/м	20	30	25	15	10
α_1 , градус	30	60	45	60	45
α_2 , градус	60	30	90	45	60
l_1 , м	1	1	2	1	2
l_2 , м	3	2	4	2	4
l_3 , м	2	3	2	3	2
l_4 , м	2	1	2	1	2
l_5 , м	1	1	2	1	1



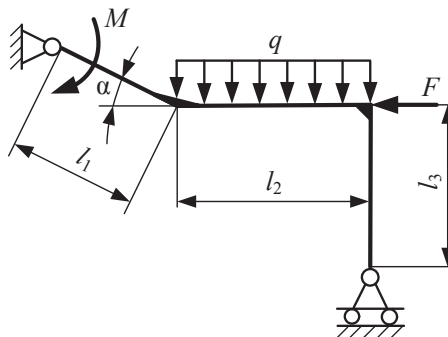
Задание 1.19

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	20	15	25	30	10
F , кН	10	30	20	15	20
q , кН/м	20	10	15	25	18
α , градус	30	60	90	45	60
l_1 , м	3	4	2	3	2
l_2 , м	1	2	1	2	2
l_3 , м	2	2	2	3	3



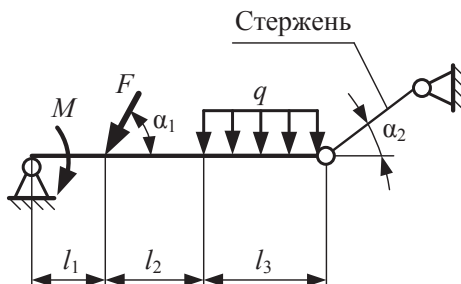
Задание 1.20

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	40	20	30	25	15
F , кН	20	30	40	15	10
q , кН/м	20	25	15	20	30
α , градус	30	60	90	45	60
l_1 , м	2	1	2	2	1
l_2 , м	3	4	4	2	3
l_3 , м	2	1	1	2	3



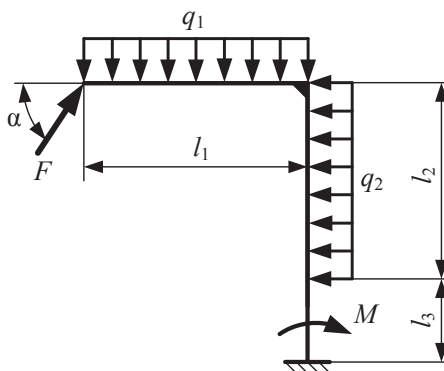
Задание 1.21

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	20	30	40	15	25
F , кН	50	40	30	25	35
q , кН/м	20	15	25	30	10
α_1 , градус	60	30	45	90	30
α_2 , градус	30	60	60	45	45
l_1 , м	2	2	2	2	2
l_2 , м	1	3	2	1	3
l_3 , м	3	4	2	2	4



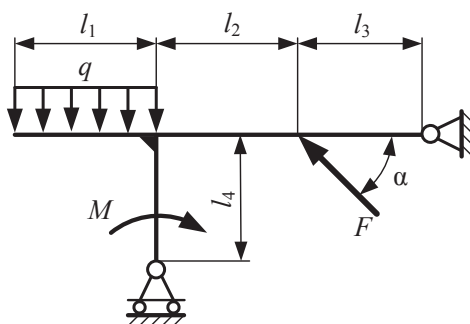
Задание 1.22

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	40	25	30	15	20
F , кН	20	30	25	15	25
q_1 , кН/м	20	10	15	25	20
q_2 , кН/м	10	20	25	15	20
α , градус	30	60	90	60	45
l_1 , м	3	2	4	2	3
l_2 , м	2	3	3	4	2
l_3 , м	1	2	2	1	2



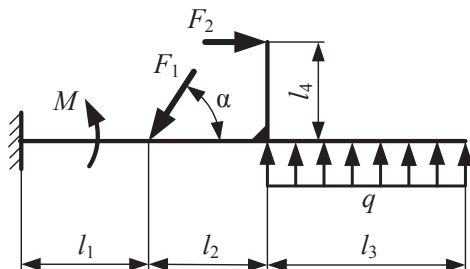
Задание 1.23

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	25	40	10	25	30
F , кН	40	50	25	30	15
q , кН/м	20	15	25	30	10
α , градус	30	60	90	45	60
l_1 , м	4	2	3	2	4
l_2 , м	2	2	1	2	2
l_3 , м	1	2	2	1	2
l_4 , м	3	2	3	1	2



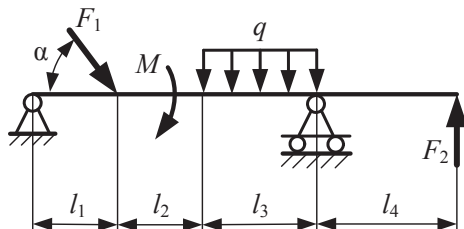
Задание 1.24

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	50	30	20	25	40
F_1 , кН	20	10	25	30	15
F_2 , кН	40	20	30	10	25
q , кН/м	20	25	30	40	20
α , градус	45	30	60	90	30
l_1 , м	2	1	2	3	2
l_2 , м	1	2	2	1	2
l_3 , м	3	3	4	3	4
l_4 , м	3	2	2	3	2



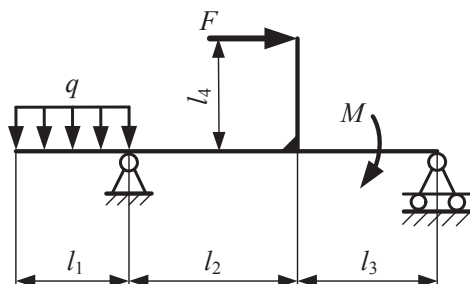
Задание 1.25

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	20	10	30	15	40
F_1 , кН	30	20	25	10	15
F_2 , кН	20	20	10	15	25
q , кН/м	30	25	20	10	15
α , градус	30	45	90	60	30
l_1 , м	1	2	2	1	2
l_2 , м	2	1	1	2	2
l_3 , м	3	3	4	3	4
l_4 , м	1	2	3	2	2



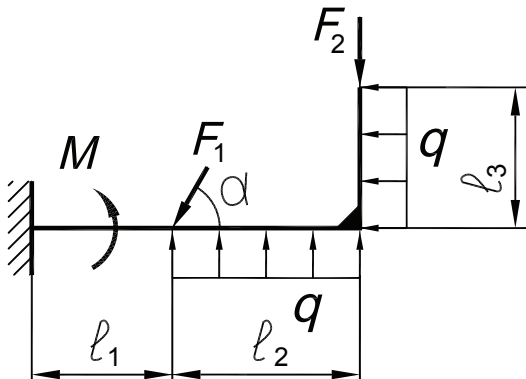
Задание 1.26

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	40	50	20	30	25
F , кН	20	30	25	15	28
q , кН/м	20	25	30	40	20
l_1 , м	4	3	2	2	3
l_2 , м	2	2	1	1	2
l_3 , м	1	2	2	1	2
l_4 , м	3	2	2	3	2



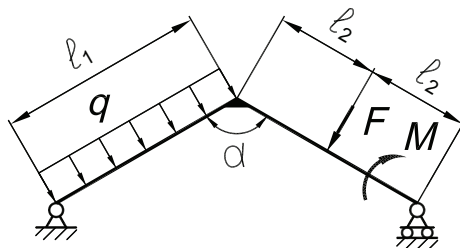
Задание 1.27

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	40	35	10	25	50
F_1 , кН	50	20	25	30	15
F_2 , кН	40	50	30	10	25
q , кН/м	20	25	30	40	20
α , градус	45	30	60	90	30
l_1 , м	2	1	2	1	2
l_2 , м	3	2	4	3	3
l_3 , м	2	1	2	1	2



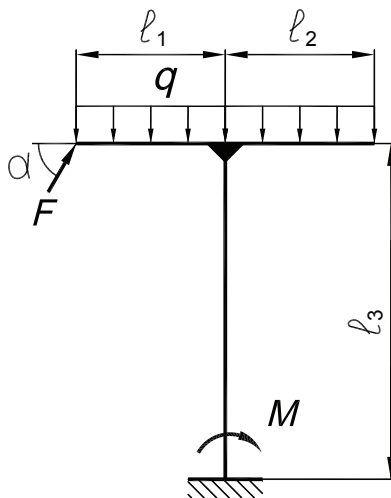
Задание 1.28

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	20	50	30	25	40
F , кН	30	20	50	40	15
q , кН/м	30	25	20	10	15
α , градус	120	135	110	160	140
l_1 , м	4	2	2	4	2
l_2 , м	2	1	1	2	1



Задание 1.29

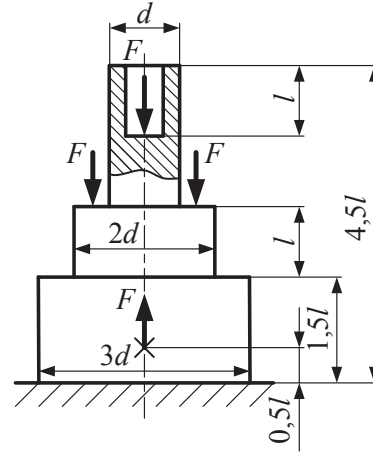
Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
M , кН·м	35	15	20	40	50
F , кН	20	30	25	15	28
q , кН/м	20	25	30	40	20
α , градус	45	30	60	90	30
l_1 , м	1	2	2	2	3
l_2 , м	2	2	1	3	2
l_3 , м	4	3	4	3	4



2. Растяжение и сжатие

Задание 2.1

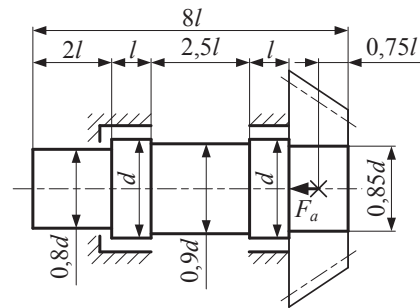
Для стальной колонны, к которой приложены внешние силы F , построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений Δl и проверить ее на прочность, если допускаемое напряжение $[\sigma] = 150 \text{ МПа}$ и заданы размеры колонны d и l .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F , кН	200	340	420	850	50
d , мм	50	60	70	80	20
l , мм	500	600	540	700	100

Задание 2.2

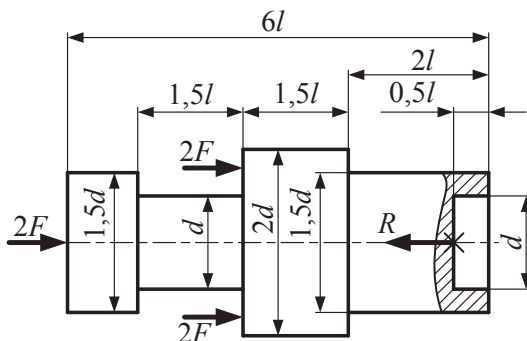
Для вала конического редуктора определить нормальные силы N , нормальные напряжения σ , перемещения Δl и построить эпюры N , σ и Δl , если заданы осевая сила F_a , приведенная к оси вала, и размеры вала d и l .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F_a , кН	6	10	12	14	16
d , мм	35	40	45	50	55
l , мм	20	25	30	35	40

Задание 2.3

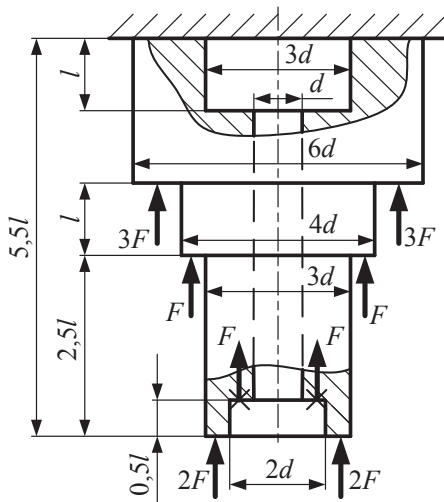
Для стального поршня, нагруженного системой сил F , определить силу R и максимально возможное значение силы F из условия прочности на наиболее нагруженном участке, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 150$ МПа и заданы размеры поршня d и l . Построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений Δl .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
d , мм	8	11	15	17	21
l , мм	10	15	20	25	30

Задание 2.4

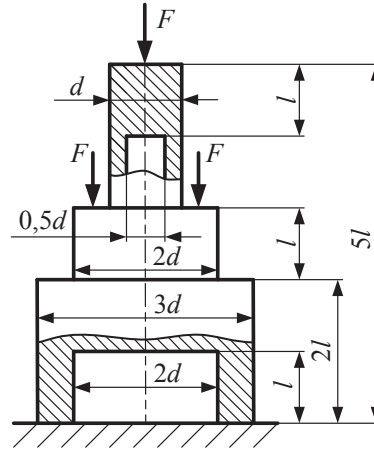
Для стального штампа, нагруженного системой сил F , определить максимально возможное значение силы F из условия прочности на наиболее нагруженном участке, если допускаемое напряжение $[\sigma] = 180$ МПа и заданы размеры штампа d и l . Построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений Δl .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
d , мм	8	10	12	15	17
l , мм	25	27	30	33	35

Задание 2.5

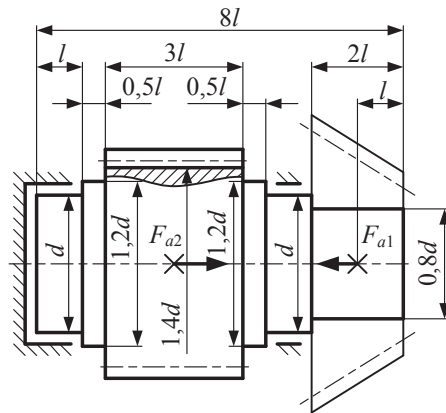
Для стальной колонны, к которой приложены внешние силы F , построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений Δl и проверить ее на прочность, если допускаемое напряжение $[\sigma] = 150$ МПа и заданы размеры колонны d и l .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F , кН	20	40	50	150	25
d , мм	20	30	25	40	15
l , мм	30	45	40	60	25

Задание 2.6

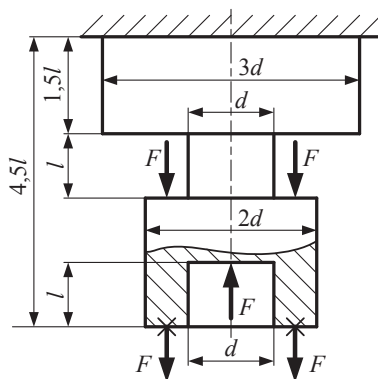
Для вала коническо-цилиндрического редуктора определить нормальные силы N , нормальные напряжения σ , перемещения Δl и построить эпюры N , σ и Δl , если заданы осевые силы F_{a1} и F_{a2} , приведенные к оси вала, и размеры вала d и l .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F_{a1} , кН	9	8	7	11	13
F_{a2} , кН	3	2	2	4	6
d , мм	20	15	20	25	30
l , мм	40	35	30	45	45

Задание 2.7

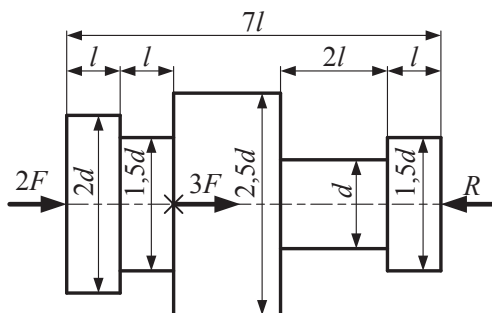
Для стальной подвески, к которой приложены внешние силы F , построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений Δl и проверить ее на прочность, если допускаемое напряжение $[\sigma] = 150$ МПа и заданы размеры колонны d и l .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F , кН	10	8	14	6	32
d , мм	20	15	22	10	27
l , мм	60	50	65	40	75

Задание 2.8

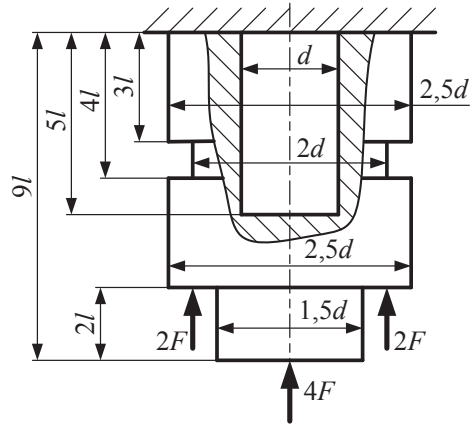
Для стального поршня пневмоцилиндра, равномерно движущегося под действием сил F , определить силу R , нормальные силы N , нормальные напряжения σ , перемещения Δl и проверить его на прочность, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 100$ МПа и заданы размеры поршня d и l . Построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений Δl .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F , кН	0,5	0,2	1,0	1,8	4,0
d , мм	6,0	4,0	8,0	10,0	15,0
l , мм	20,0	15,0	30,0	40,0	60,0

Задание 2.9

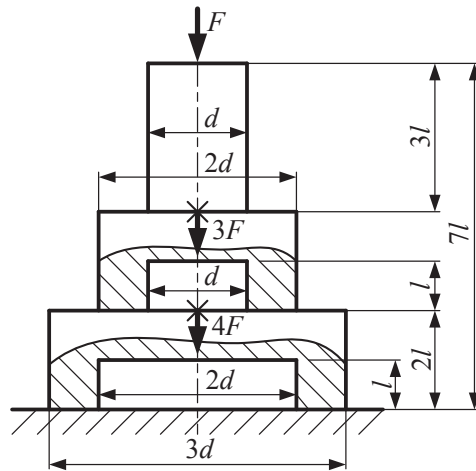
Для стального штампа, нагруженного системой сил F , определить максимально возможное значение силы F из условия прочности на наиболее нагруженном участке, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 200$ МПа и заданы размеры штампа d и l . Построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений Δl .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
d , мм	3,0	5,0	6,6	7,5	9,0
l , мм	5,0	6,0	9,0	11,0	12,0

Задание 2.10

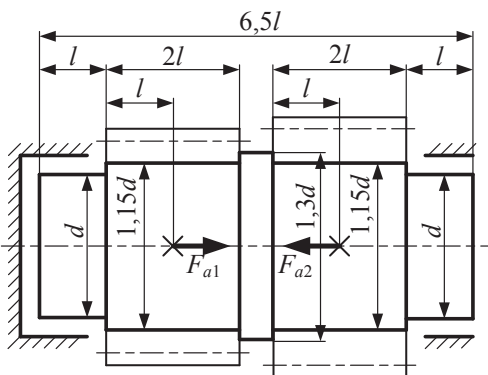
Для стальной ступенчатой колонны, нагруженной системой сил F , определить нормальные силы N , подобрать размеры поперечного сечения из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 150$ МПа. Определить нормальные напряжения σ и перемещения Δl . Построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений Δl .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F , кН	10	15	20	25	30
l , мм	12	20	30	35	50

Задание 2.11

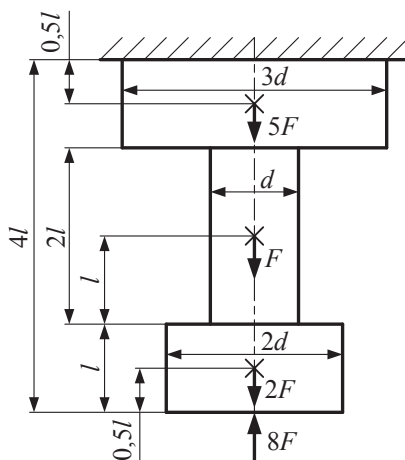
Для промежуточного вала косозубого цилиндрического редуктора определить нормальные силы N , нормальные напряжения σ , перемещения Δl и построить эпюры N , σ и Δl , если заданы осевые силы F_{a1} и F_{a2} , приведенные к оси вала, и размеры вала d и l .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F_{a1} , кН	3,0	2,0	4,0	5,0	7,0
F_{a2} , кН	4,5	3,5	6,0	7,0	10,0
d , мм	35,0	30,0	35,0	40,0	45,0
l , мм	25,0	20,0	30,0	35,0	40,0

Задание 2.12

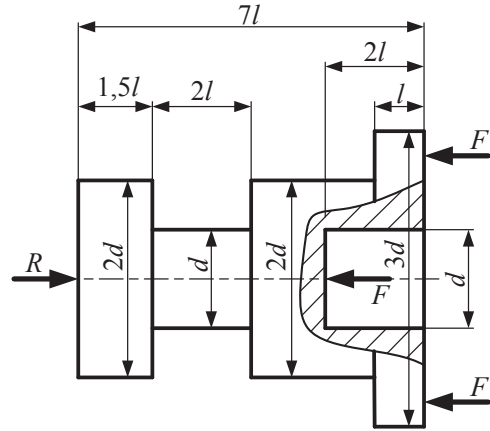
Для стальной подвески, к которой приложены внешние силы F , построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений Δl и проверить ее на прочность, если допускаемое напряжение $[\sigma] = 150$ МПа и заданы размеры колонны d и l .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F , кН	2,0	4,0	7,5	12,0	40,0
d , мм	12,0	15,0	20,0	22,0	42,0
l , мм	20,0	25,0	30,0	40,0	100,0

Задание 2.13

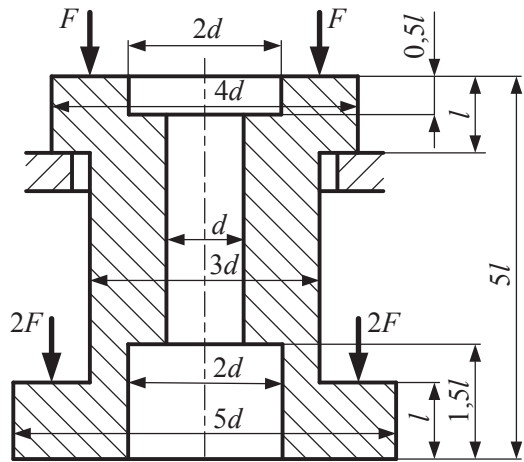
Для стального ступенчатого поршня, нагруженного системой сил F , определить силу R , нормальные силы N , нормальные напряжения σ , перемещения Δl и подобрать размеры поперечного сечения из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 160$ МПа. Построить эпюры N , σ , Δl .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F , кН	1,5	2,6	4,0	7,0	10,7
l , мм	8,0	10,0	13,0	16,0	20,0

Задание 2.14

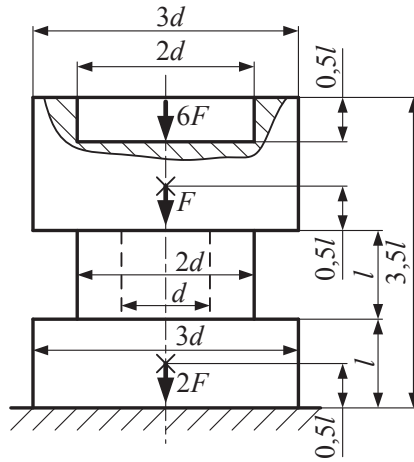
Для стального стержня, нагруженного системой сил F , определить максимально возможное значение силы F из условия прочности на наиболее нагруженном участке, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 150$ МПа и заданы размеры штампа d и l . Построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений Δl .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
d , мм	2,5	3,5	4,0	4,5	5,0
l , мм	8,0	10,0	12,0	14,0	18,0

Задание 2.15

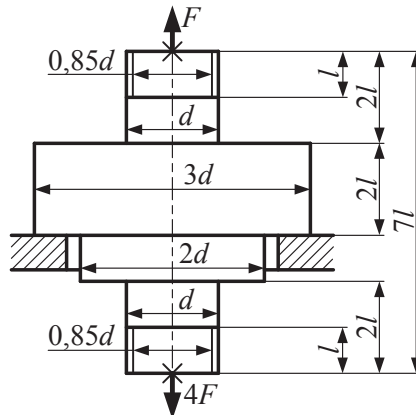
Для стальной составной колонны, к которой приложены внешние силы F , построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений Δl и проверить ее на прочность, если допускаемое напряжение $[\sigma] = 130$ МПа и заданы размеры колонны d и l .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F , кН	10	20	30	60	200
d , мм	20	25	30	35	65
l , мм	80	100	150	200	350

Задание 2.16

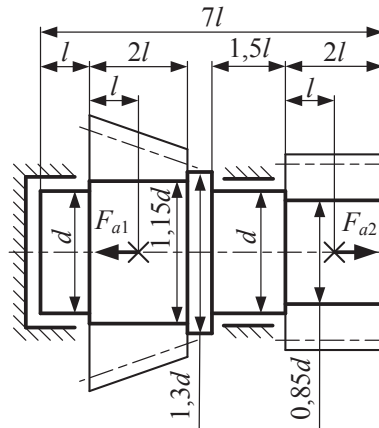
Для стальной стяжки, нагруженной системой сил F , определить диаметр резьбы из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 120$ МПа. Построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений Δl .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F , кН	2,5	1,2	3,6	4,8	7,4
l , мм	15,0	12,0	20,0	30,0	40,0

Задание 2.17

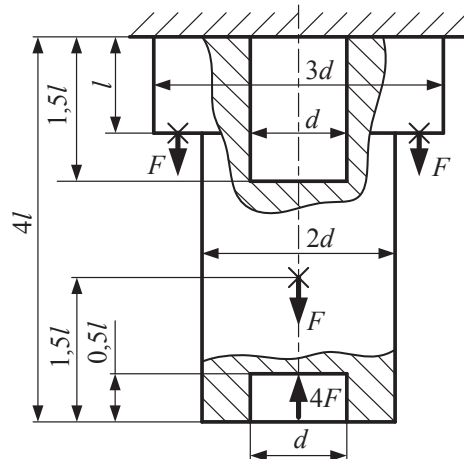
Для промежуточного вала коническо-цилиндрического редуктора определить нормальные силы N , нормальные напряжения σ , перемещения Δl и построить эпюры N , σ и Δl , если заданы осевые силы F_{a1} и F_{a2} , приведенные к оси вала, и размеры вала d и l .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F_{a1} , кН	4,2	5,4	6,8	8,0	10,0
F_{a2} , кН	3,8	4,9	6,0	6,8	8,5
d , мм	25,0	30,0	35,0	40,0	45,0
l , мм	22,0	25,0	30,0	35,0	40,0

Задание 2.18

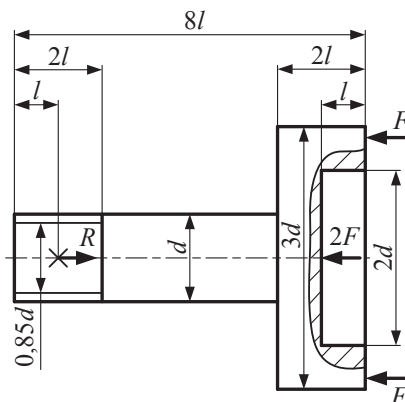
Для стальной подвески определить максимально возможное значение силы F из условия прочности на наиболее нагруженном участке, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 150$ МПа и заданы размеры подвески d и l . Построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений Δl .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
d , мм	10	20	25	30	40
l , мм	20	40	50	70	100

Задание 2.19

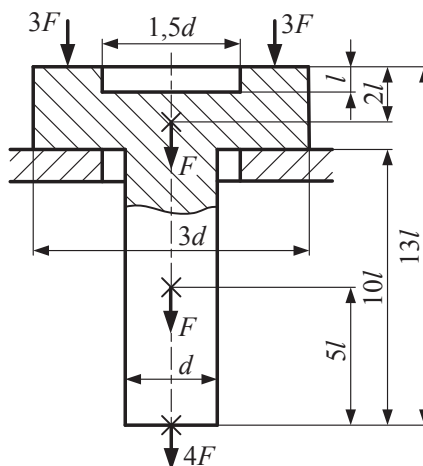
Для стального толкателя, нагруженного системой сил F , определить силу R , нормальные силы N , нормальные напряжения σ , перемещения Δl и проверить его на прочность, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 120$ МПа и заданы размеры толкателя d и l . Построить эпюры N , σ , Δl .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F , кН	2,5	3,6	4,5	9,8	1,3
d , мм	12,0	14,0	16,0	22,0	8,0
l , мм	17,0	21,0	25,0	44,0	15,0

Задание 2.20

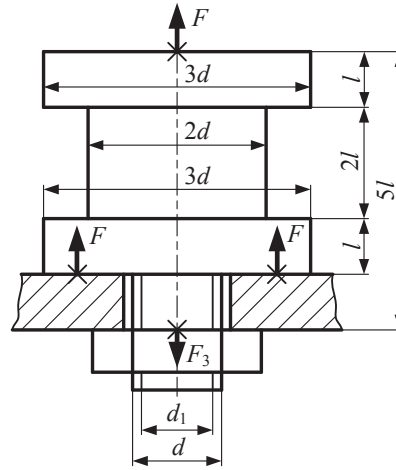
Для стального стержня, к которому приложены внешние силы F , построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений Δl и проверить его на прочность, если допускаемое напряжение $[\sigma] = 150$ МПа и заданы размеры стержня d и l .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F , кН	2,2	0,8	1,5	5,0	4,0
d , мм	10,0	6,0	8,0	13,0	12,0
l , мм	7,0	5,0	6,0	10,0	11,0

Задание 2.21

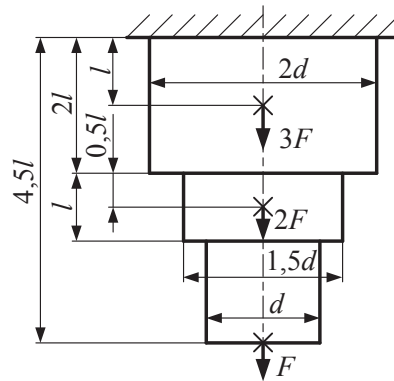
Для стальной стяжки, нагруженной системой сил F , определить силу затяжки F_3 , нормальные силы N , нормальные напряжения σ , перемещения Δl . Подобрать диаметр резьбы из условия прочности в опасном сечении, если известны материал стальной стяжки и l . Построить эпюры N , σ , Δl .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F , кН	20	18	15	20	30
l , мм	50	45	40	55	48
Сталь	10	20	30	40X	40XH

Задание 2.22

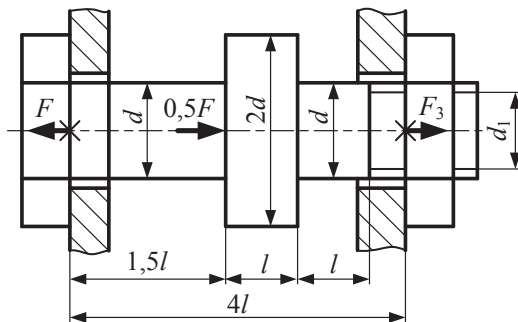
Для стальной ступенчатой подвески, нагруженной системой внешних сил F , определить нормальные силы N , подобрать размеры поперечного сечения из условия прочности в опасном сечении, если допустимое напряжение $[\sigma] = 150$ МПа. Определить нормальные напряжения σ и перемещения Δl . Построить эпюры N , σ и Δl .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F , кН	40	55	65	80	75
l , мм	$4d$	$5d$	$6d$	$8d$	$7d$

Задание 2.23

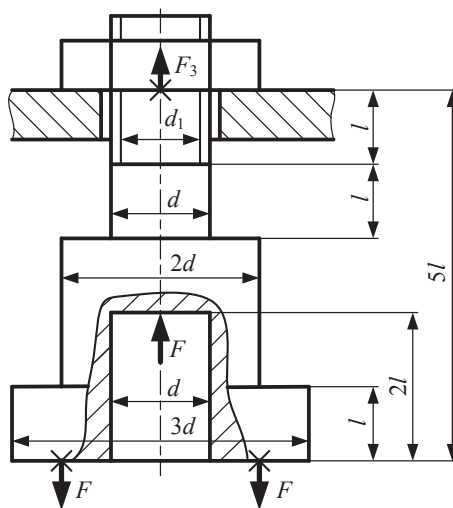
Для стальной стяжки, нагруженной системой сил F , определить силу затяжки F_3 , нормальные силы N , нормальные напряжения σ , перемещения Δl . Подобрать размеры резьбы из условия прочности в опасном сечении, если допускаемое напряжение $[\sigma] = 150$ МПа и $d_1 = 0,85d$. Построить эпюры N , σ , Δl .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F , кН	4,0	7,5	22,0	37,0	85,0
l , мм	40,0	60,0	70,0	85,0	100,0

Задание 2.24

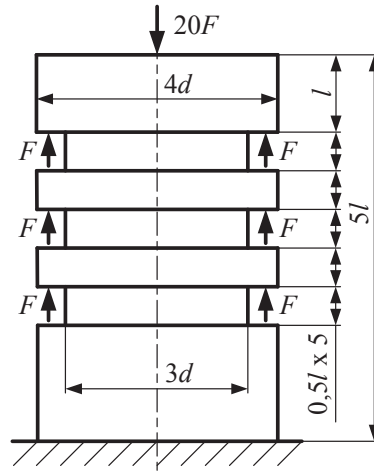
Для стальной стяжки, нагруженной системой внешних сил F , определить силу затяжки F_3 , нормальные силы N , нормальные напряжения σ и перемещения Δl . Подобрать размеры резьбы из условия прочности в опасном сечении, если допускаемое напряжение $[\sigma] = 150$ МПа и $d_1 = 0,85d$. Построить эпюры N , σ и Δl .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F , кН	9,5	6,0	18,0	3,4	70,0
l , мм	17,0	15,0	23,0	10,0	50,0

Задание 2.25

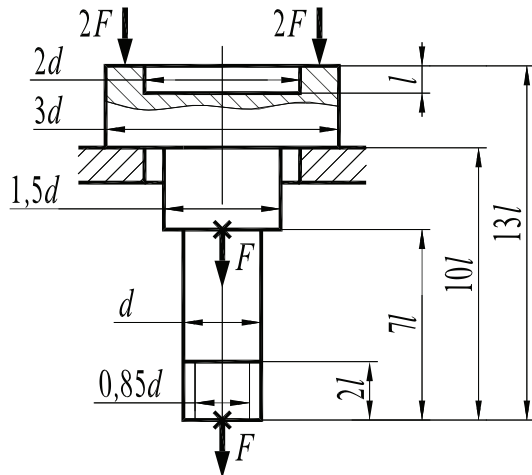
Для стального стержня, нагруженного системой сил F , определить максимально возможное значение силы F из условия прочности на наиболее нагруженном участке, если допускаемое напряжение $[\sigma] = 120$ МПа и заданы размеры стержня d и l . Построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ и перемещений Δl .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
d , мм	10	12	14	17	25
l , мм	10	12	14	18	28

Задание 2.26

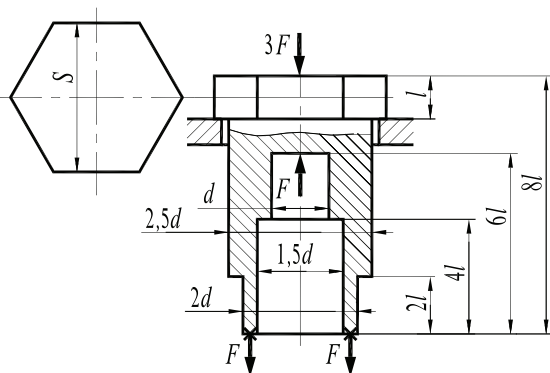
Для стальной стяжки, нагруженной системой сил F , определить диаметр резьбы из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 140$ МПа. Построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений Δl .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F , кН	5	8	10	16	18
l , мм	50	60	80	100	120

Задание 2.27

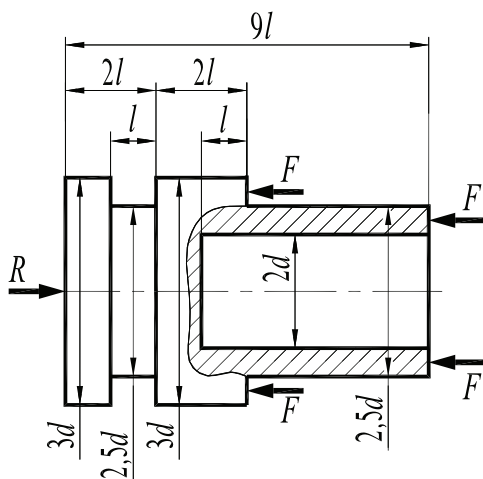
Для стальной подвески, к которой приложены внешние силы F , построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений Δl и проверить ее на прочность, если допускаемое напряжение $[\sigma] = 160$ МПа и заданы размеры колонны d и l .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F , кН	8	14	18	45	50
S , мм	32	45	45	64	64
d , мм	10	15	15	20	20
l , мм	20	30	40	50	60

Задание 2.28

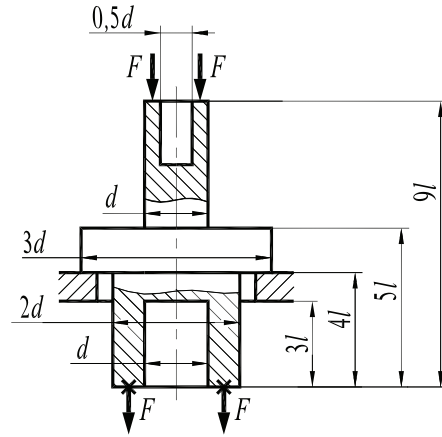
Для стального ступенчатого поршня, нагруженного системой сил F , определить силу R , нормальные силы N , нормальные напряжения σ , перемещения Δl и подобрать размеры поперечного сечения из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 140$ МПа. Построить эпюры N , σ , Δl .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F , кН	50	80	100	140	200
l , мм	100	80	150	200	250

Задание 2.29

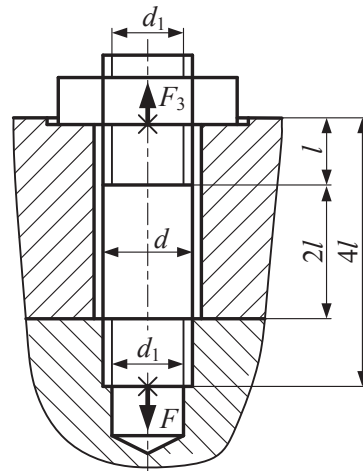
Для стального стержня, к которому приложены внешние силы F , построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений Δl и проверить его на прочность, если допускаемое напряжение $[\sigma] = 150 \text{ МПа}$ и заданы размеры стержня d и l .



Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
F , кН	2	5	8	10	14
d , мм	60	120	150	250	280
l , мм	50	80	70	100	130

Задание 2.30

Определить силу затяжки F_3 в шпилечном соединении деталей, при которой удлинение шпильки не должно превышать 0,03%. Построить эпюры нормальных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений Δl , если заданы размеры шпильки.

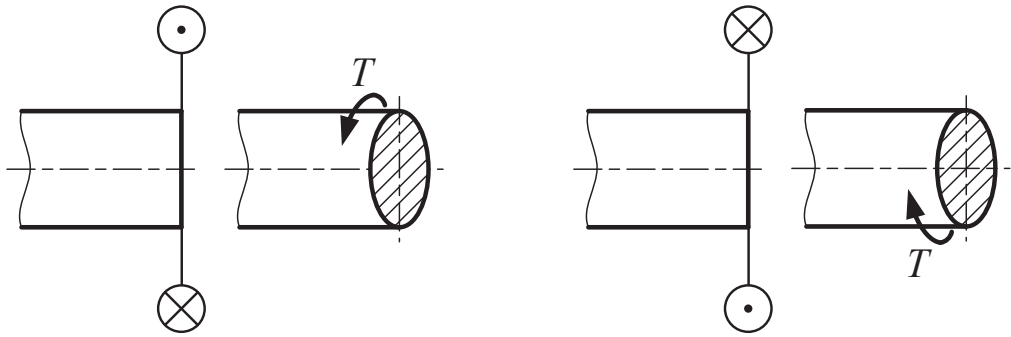


Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
Шпилька	M6	M8	M10	M16	M24
l , мм	15	20	25	40	55

3. Кручение

Трансмиссионный вал под действием приложенных к нему моментов вращается с постоянной угловой скоростью $\omega = \text{const}$, соответствующей частоте вращения n .

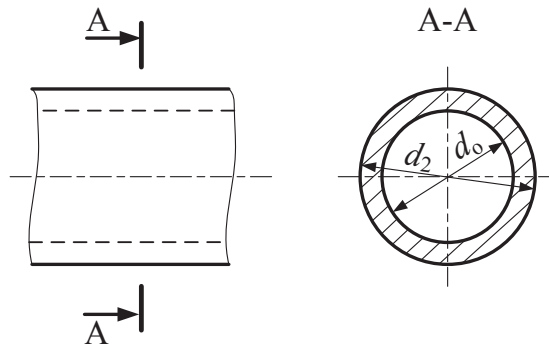
Момент T_1 является моментом движущих сил, обладающих мощностью P , и по направлению совпадает с направлением вращения вала. Моменты T_2, T_3, T_4, T_5 — моменты сил сопротивления, направленные в противоположную сторону. Общепринятое условное обозначение направления моментов в плоскости, перпендикулярной плоскости чертежа, показано ниже.



Материал вала — сталь (модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4$ МПа), обладающая допускаемым напряжением кручения $[\tau]$. Условиями работы вала определяется допускаемый относительный угол закручивания, равный $[\theta]$.

Моменты трения в подшипниках малы, поэтому при решении задач их не учитывают. На схемах подшипники не показаны.

Из конструктивных соображений вал имеет ступенчатую форму. Диаметры на различных участках равны d_1 и d_2 . На некоторых участках вал выполнен полым. Отношение внутреннего диаметра d_o к наружному $\alpha = d_o/d_2$ ниже.

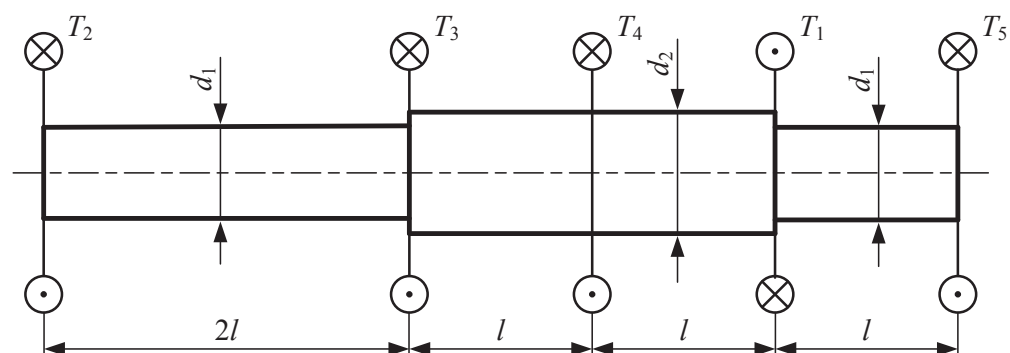
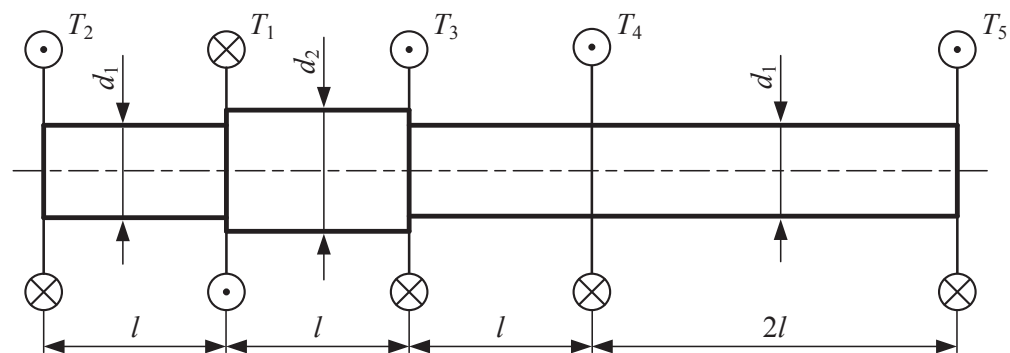
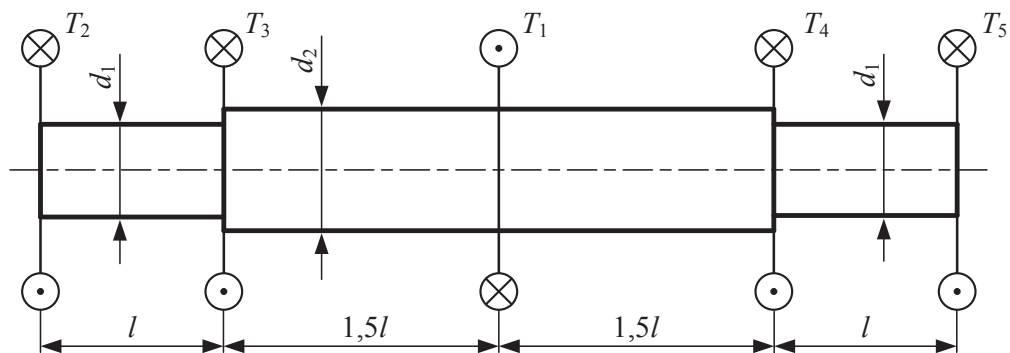


На основании исходных данных (см. ниже таблицу) и схем 3.1...3.30 требуется:

- определить величину внешних вращающих моментов;
- определить крутящие моменты M_k в каждом сечении вала и построить эпюру крутящих моментов;
- определить диаметры сечения вала d_1 , d_2 и d_0 на каждой ступени, отвечающие условиям прочности и жесткости на наиболее нагруженных участках;
- определить касательные напряжения τ и углы закручивания φ для каждого сечения вала и построить эпюры τ и φ , приняв за условно неподвижное левое торцовое сечение вала.

Исходные данные к заданиям по теме «Кручение»

Параметр	Вариант				
	1	2	3	4	5
Мощность P , кВт	15	12	10	14	8
Частота вращения n , мин ⁻¹	200	250	300	150	100
Отношение $T_2: T_3: T_4: T_5$	1: 2: 3: 4	1: 1: 2: 3	1: 2: 2: 3	1: 1: 2: 2	4: 3: 2: 1
Длина участка l , мм	150	200	250	180	225
Допускаемое напряжение $[\tau]$, МПа	15	20	25	30	35
Допускаемый относительный угол закручивания $[\theta]$, градус/м	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2
Отношение внутреннего диаметра к наружному $\alpha = d_0/d_2$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8



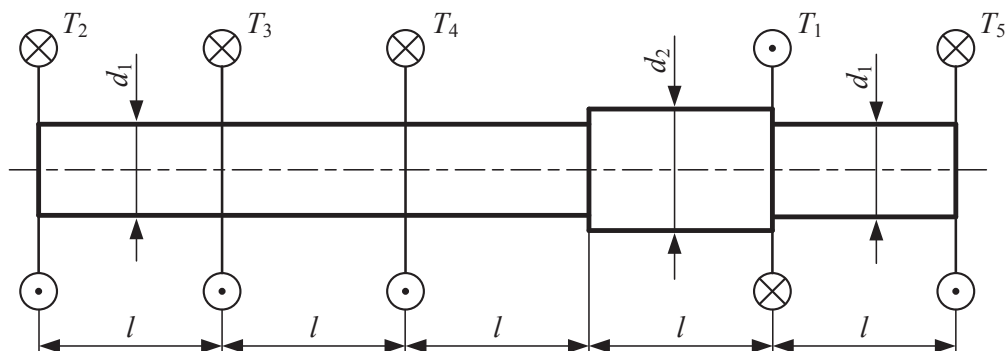


Схема 3.4

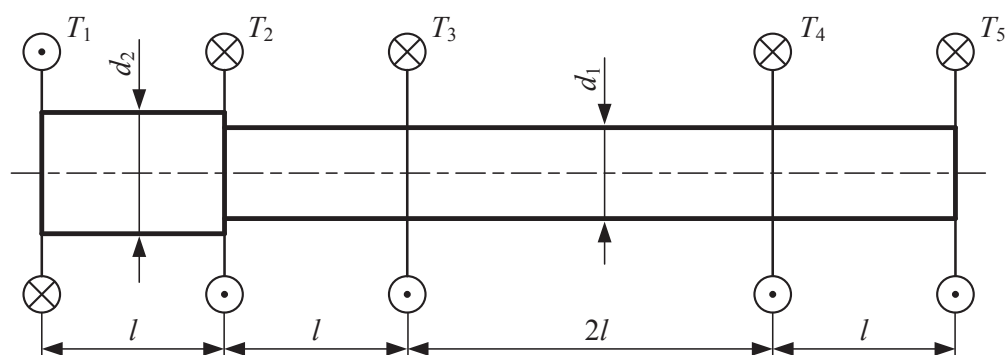


Схема 3.5

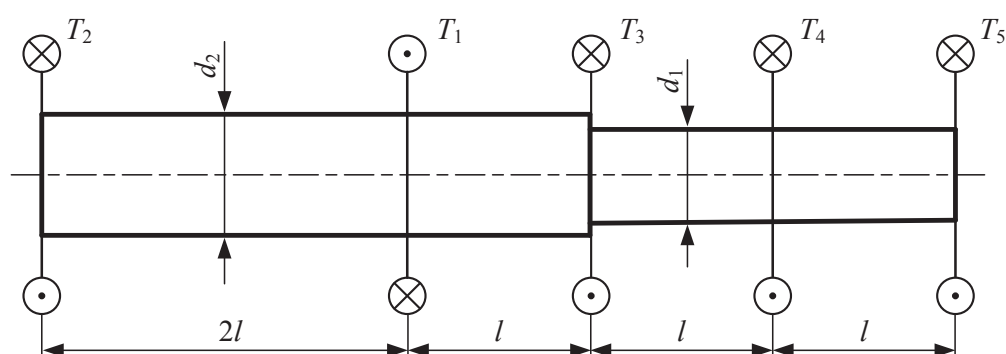


Схема 3.6

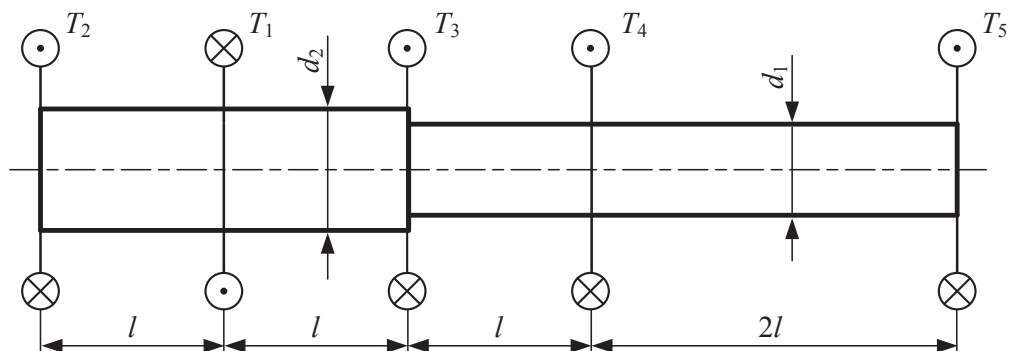


Схема 3.7

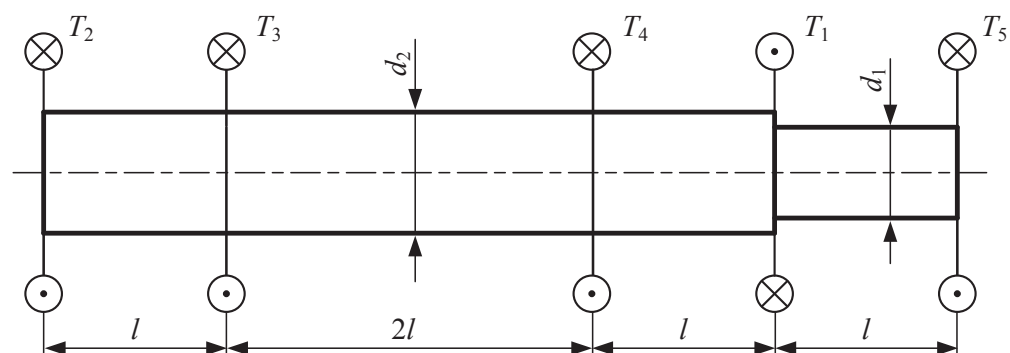


Схема 3.8

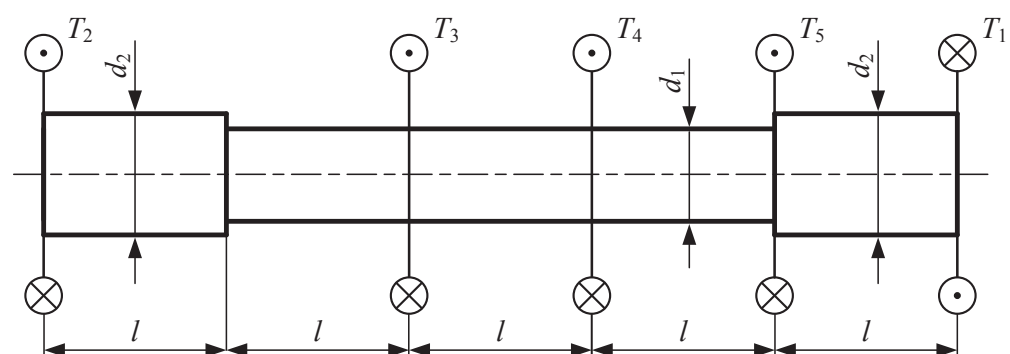


Схема 3.9

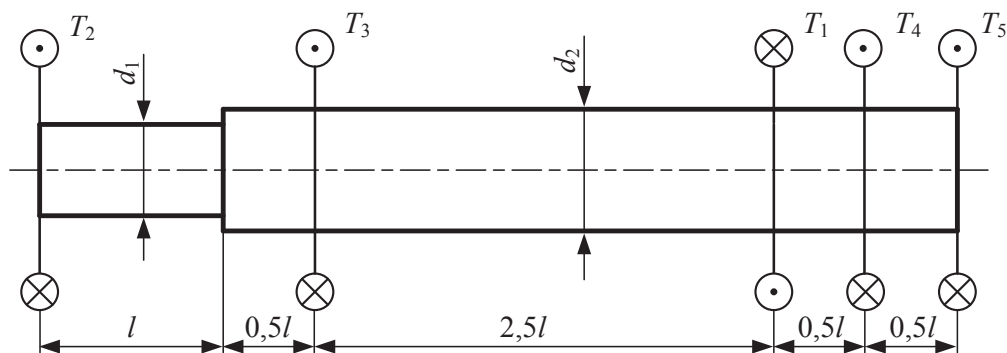


Схема 3.10

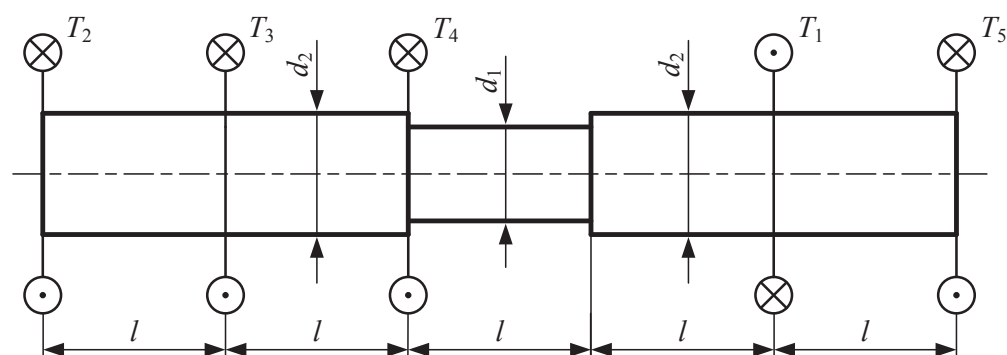


Схема 3.11

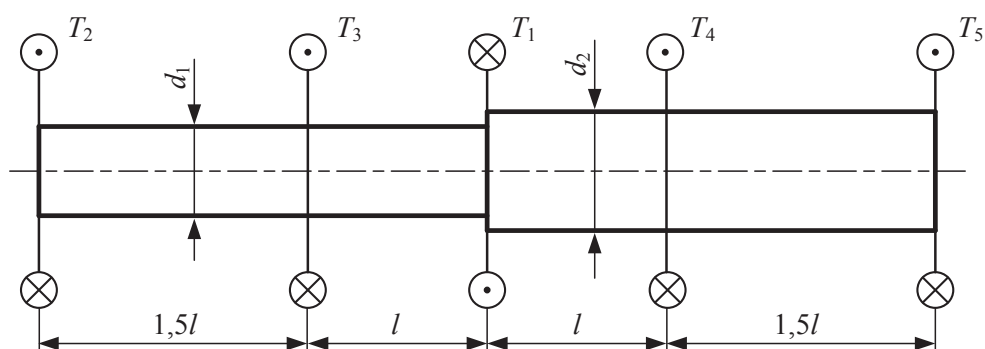


Схема 3.12

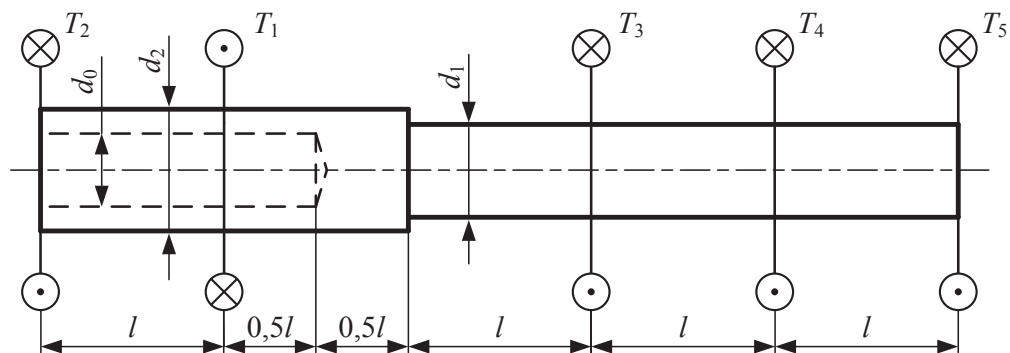


Схема 3.13

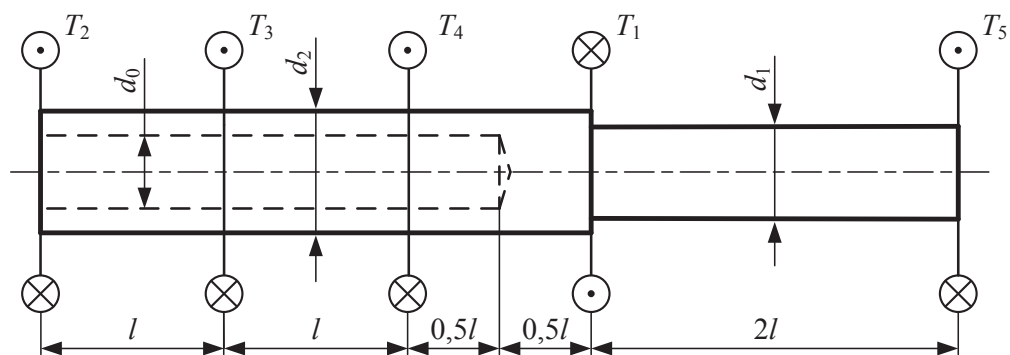


Схема 3.14

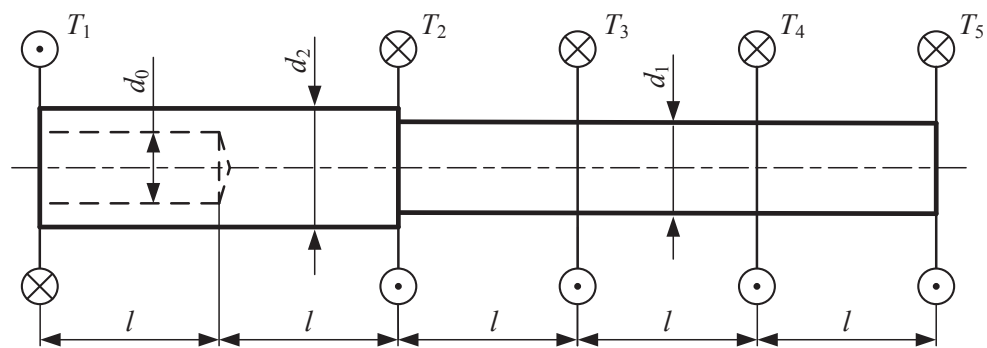


Схема 3.15

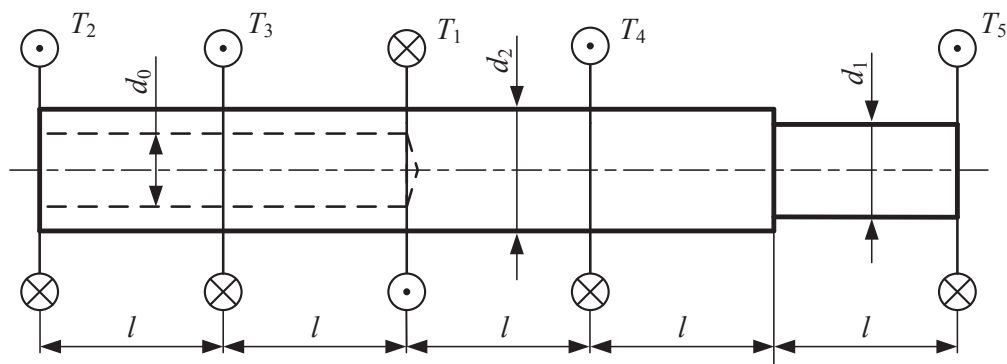


Схема 3.16

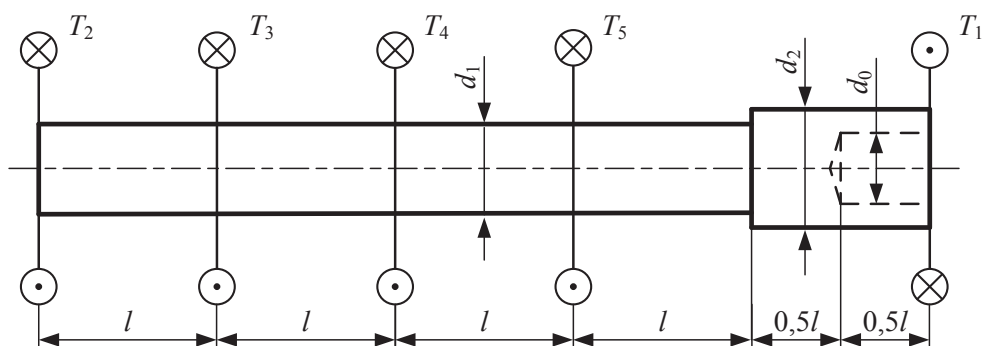


Схема 3.17

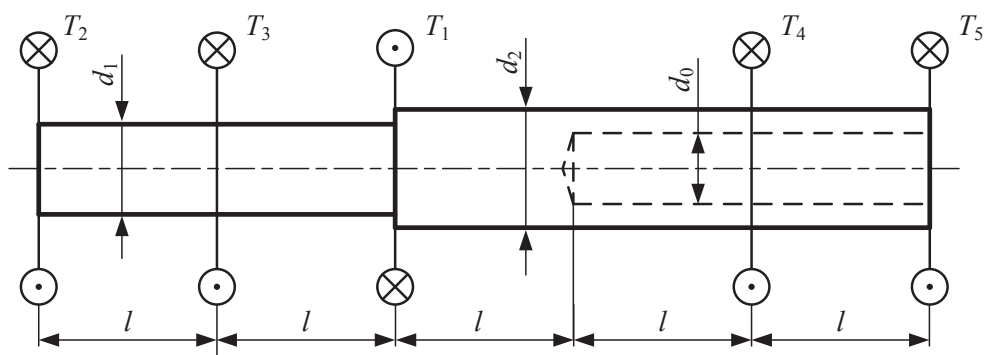


Схема 3.18

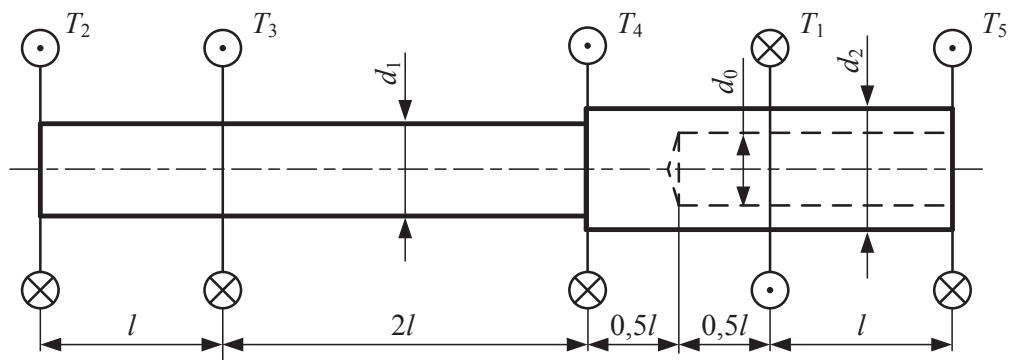


Схема 3.19

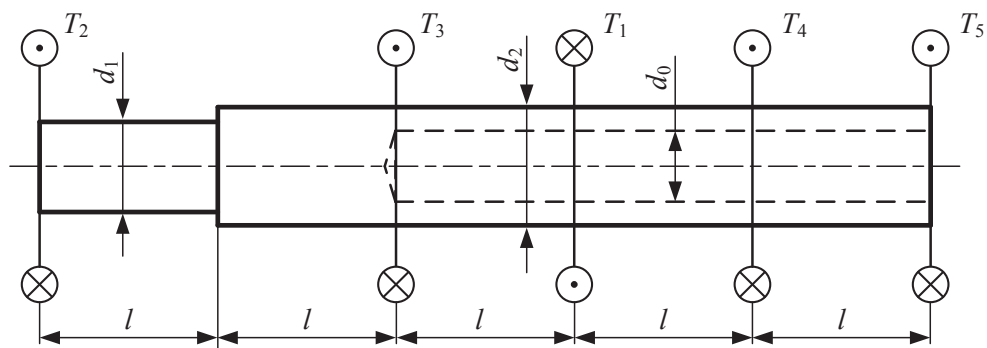


Схема 3.20

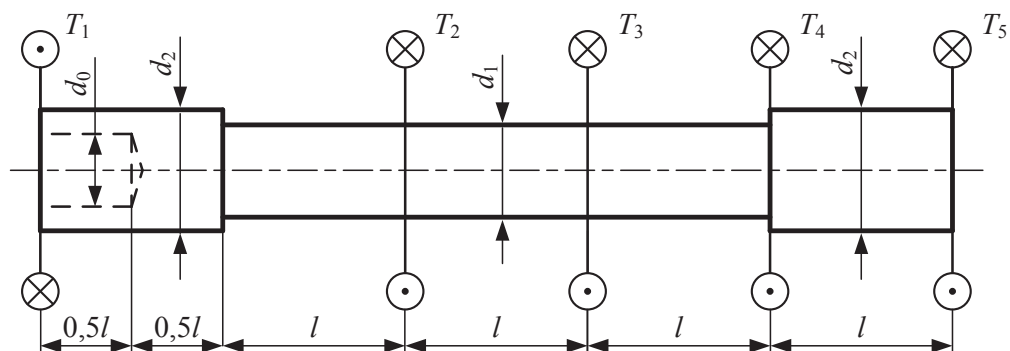


Схема 3.21

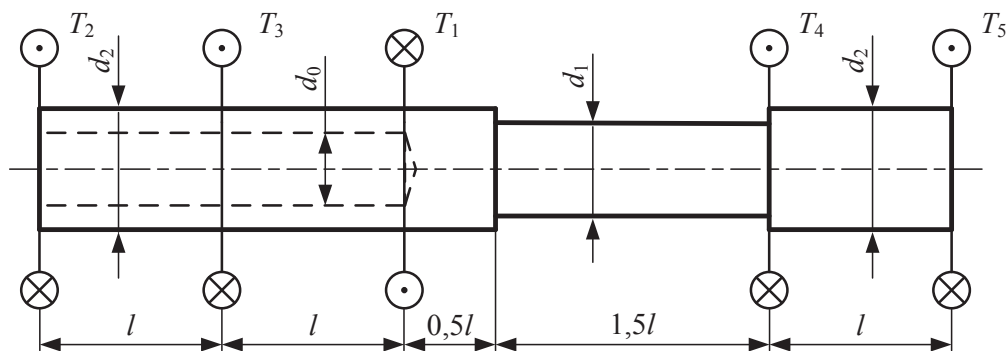


Схема 3.22

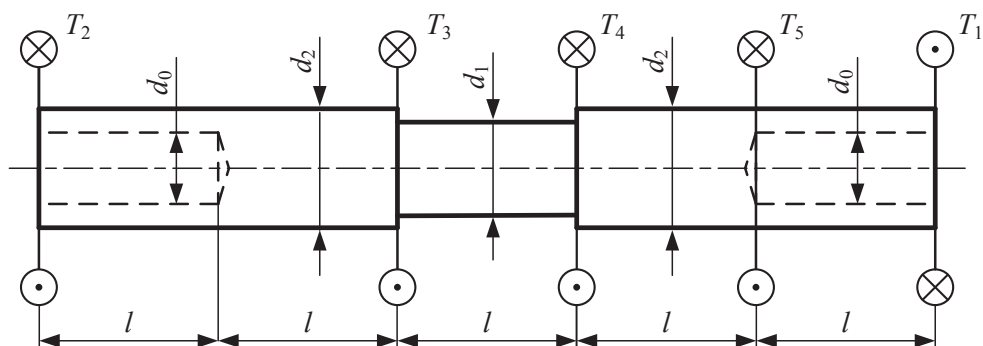


Схема 3.23

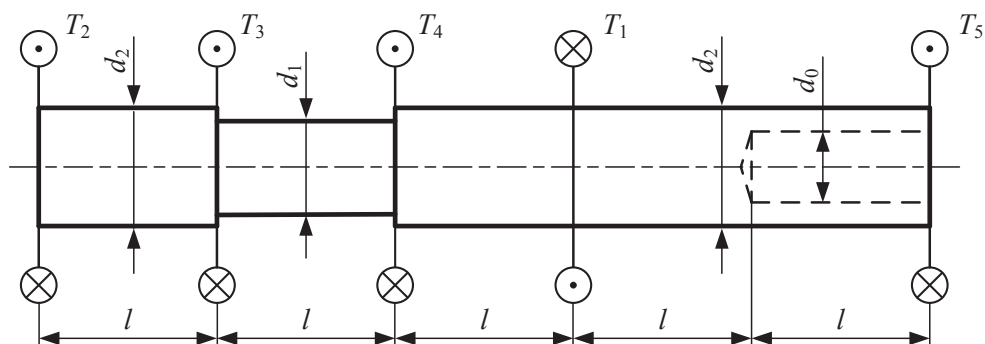


Схема 3.24

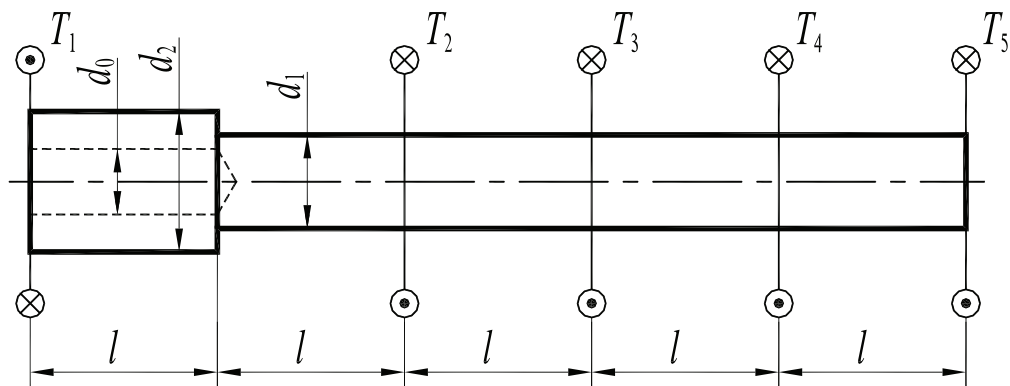


Схема 3.25

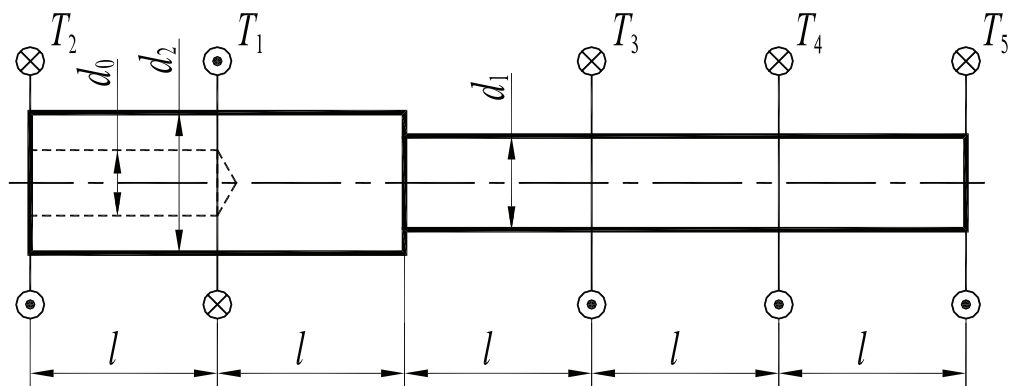


Схема 3.26

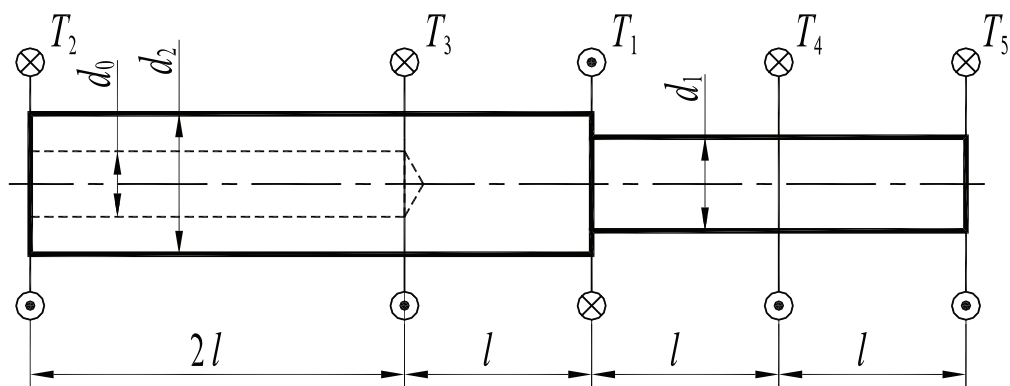


Схема 3.27

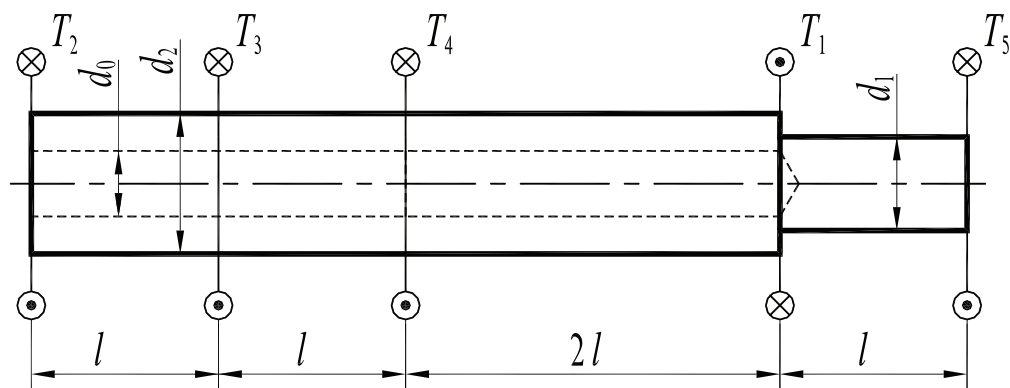


Схема 3.28

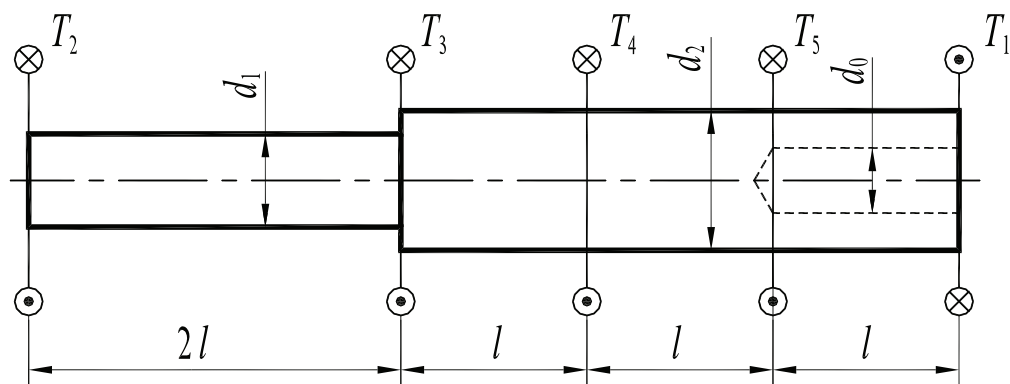


Схема 3.29

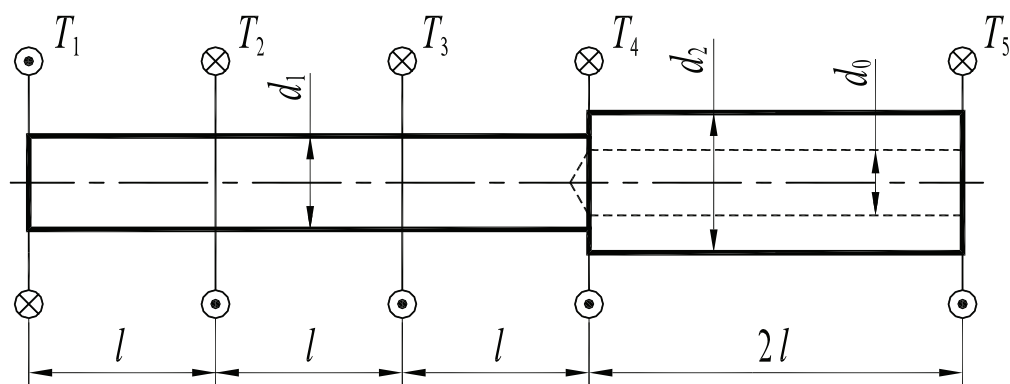


Схема 3.30

Билеты для текущего контроля знаний

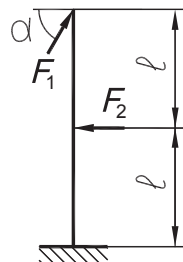
1. Равновесие тела под действием плоской системы сил

Билет 1

Задание 1.1

По заданным нагрузкам
определить реакции опоры.

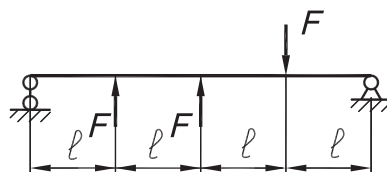
$$F_1 = 14 \text{ кН}, F_2 = 10 \text{ кН}, \\ \alpha = 30^\circ, l = 2 \text{ м}.$$



Задание 1.2

По заданным нагрузкам
определить реакции опор.

$$F = 20 \text{ кН}, l = 1 \text{ м}.$$

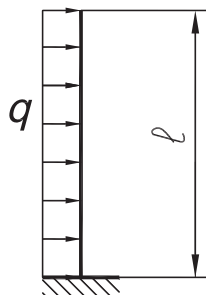


Билет 2

Задание 2.1

По заданным нагрузкам
определить реакции опоры.

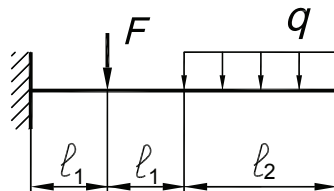
$$q = 10 \text{ кН/м}, l = 3 \text{ м}.$$



Задание 2.2

По заданным нагрузкам
определить реакции опоры.

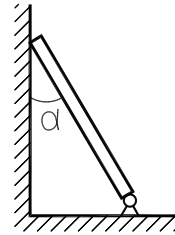
$$F = 10 \text{ кН}, q = 20 \text{ кН/м}, \\ l_1 = 1 \text{ м}, l_2 = 2 \text{ м}.$$



Билет 3

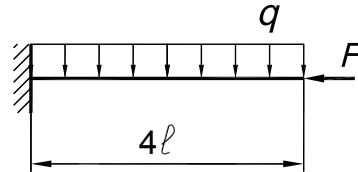
Задание 3.1

Определить давление бруса на стену, если его вес $Q = 20 \text{ кН}$, $\alpha = 30^\circ$.



Задание 3.2

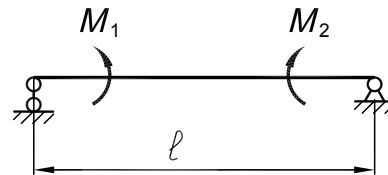
По заданным нагрузкам определить реакции опоры.
 $F = 10 \text{ кН}$, $q = 20 \text{ кН/м}$,
 $l = 1 \text{ м}$.



Билет 4

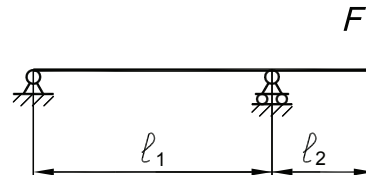
Задание 4.1

По заданным активным моментам определить реакции опор. $M_1 = 10 \text{ кН}\cdot\text{м}$,
 $M_2 = 20 \text{ кН}\cdot\text{м}$, $l = 5 \text{ м}$.



Задание 4.2

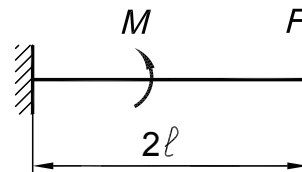
По заданным нагрузкам определить реакции опоры.
 $F = 20 \text{ кН}$, $l_1 = 3 \text{ м}$, $l_2 = 1 \text{ м}$.



Билет 5

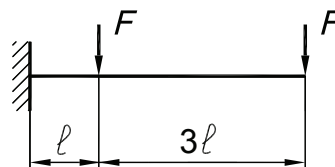
Задание 5.1

На консольную балку действует система внешних нагрузок. Определить реакции опоры. $M_1 = 15 \text{ кН}\cdot\text{м}$,
 $F = 10 \text{ кН}$, $l = 1 \text{ м}$.



Задание 5.2

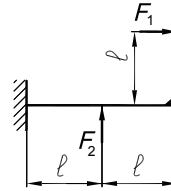
По заданным нагрузкам определить реакции опоры.
 $F = 20 \text{ кН}$, $l = 1 \text{ м}$.



Билет 6

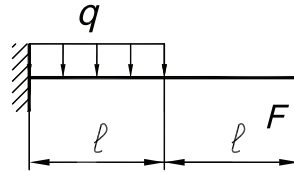
Задание 6.1

На консольную балку действует система внешних сил. Определить реакции опоры.
 $F_1 = 10 \text{ кН}$, $F_2 = 20 \text{ кН}$, $l = 1 \text{ м}$.



Задание 6.2

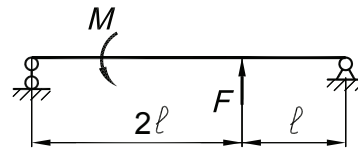
По заданным нагрузкам определить реакции опоры.
 $F = 20 \text{ кН}$, $q = 20 \text{ кН/м}$,
 $l = 1 \text{ м}$.



Билет 7

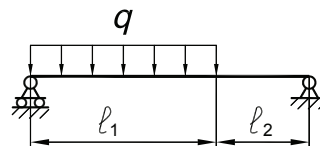
Задание 7.1

По заданным нагрузкам определить реакции опор.
 $M = 10 \text{ кН}\cdot\text{м}$, $F = 10 \text{ кН}$,
 $l = 1 \text{ м}$.



Задание 7.2

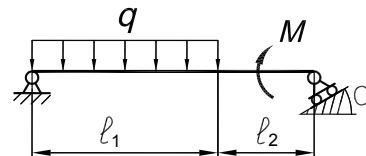
По заданным нагрузкам определить реакции опор.
 $q = 20 \text{ кН/м}$, $l_1 = 2 \text{ м}$,
 $l_2 = 1 \text{ м}$.



Билет 8

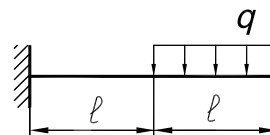
Задание 8.1

По заданным активным силам определить реакции опор.
 $M = 10 \text{ кН}\cdot\text{м}$,
 $q = 10 \text{ кН/м}$, $l_1 = 2 \text{ м}$,
 $l_2 = 1 \text{ м}$, $\alpha = 30^\circ$.



Задание 8.2

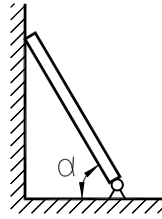
По заданной нагрузке определить реакции опоры.
 $q = 20 \text{ кН/м}$, $l = 1 \text{ м}$.



Билет 9

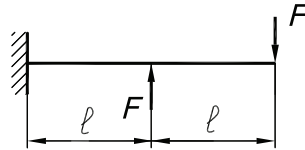
Задание 9.1

Определить давление бруса на стену, если его вес $Q = 10 \text{ кН}$, $\alpha = 60^\circ$.



Задание 9.2

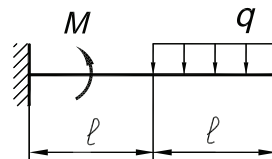
По заданным нагрузкам определить реакции опоры.
 $F = 20 \text{ кН}$, $l = 1 \text{ м}$.



Билет 10

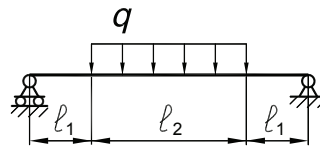
Задание 10.1

Определить реакции опоры, если нагрузки известны.
 $M = 5 \text{ кН}\cdot\text{м}$, $q = 4 \text{ кН/м}$,
 $l = 2 \text{ м}$.



Задание 10.2

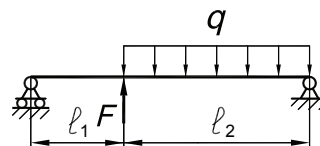
По заданной нагрузке определить реакции опор.
 $q = 20 \text{ кН/м}$, $l_1 = 1 \text{ м}$,
 $l_2 = 2 \text{ м}$.



Билет 11

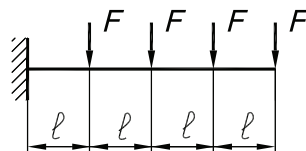
Задание 11.1

По заданным активным силам определить реакции опор.
 $F = 30 \text{ кН}$,
 $q = 10 \text{ кН/м}$, $l_1 = 1 \text{ м}$,
 $l_2 = 2 \text{ м}$.



Задание 11.2

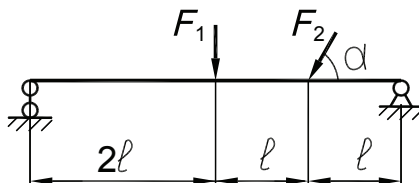
По заданной нагрузке определить реакции опоры.
 $F = 20 \text{ кН}$, $l = 1 \text{ м}$.



Билет 12

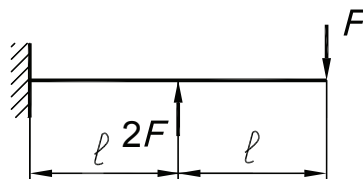
Задание 12.1

По заданным активным силам определить реакции опор. $F_1 = 10$ кН, $F_2 = 20$ кН, $\alpha = 60^\circ$, $l = 1$ м.



Задание 12.2

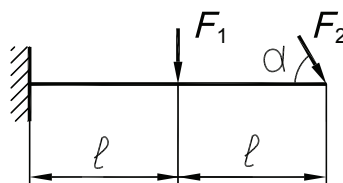
По заданной нагрузке определить реакции опоры. $F = 10$ кН, $l = 2$ м.



Билет 13

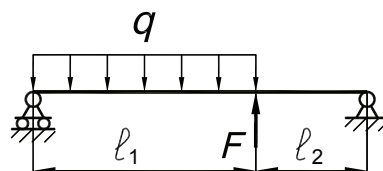
Задание 13.1

Определить реакции опоры, если нагрузки равны: $F_1 = 7$ кН, $F_2 = 10$ кН, $l = 2$ м, $\alpha = 60^\circ$.



Задание 13.2

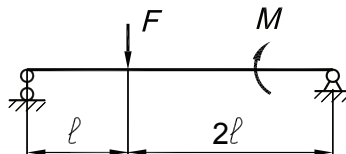
По заданной нагрузке определить реакции опор. $F = 30$ кН, $q = 10$ кН/м, $l_1 = 3$ м, $l_2 = 1$ м.



Билет 14

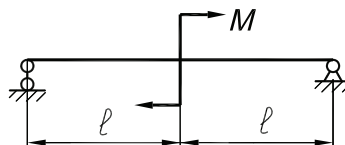
Задание 14.1

По заданным активным силам определить реакции опор. $M = 30$ кН·м, $F = 20$ кН, $l = 1$ м.



Задание 14.2

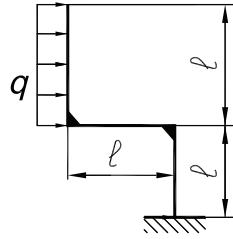
По заданной нагрузке определить реакции опор. $M = 20$ кН·м, $l = 1$ м.



Билет 15

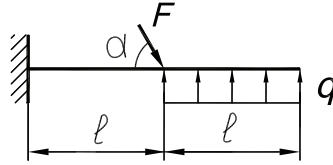
Задание 15.1

Для заданной балки определить реакции опор.
 $q = 15 \text{ кН/м}$, $l = 2 \text{ м}$.



Задание 15.2

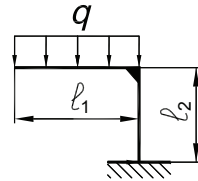
По заданной нагрузке определить реакции опоры.
 $F = 30 \text{ кН}$, $q = 20 \text{ кН/м}$,
 $l = 1 \text{ м}$, $\alpha = 60^\circ$.



Билет 16

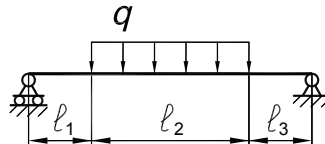
Задание 16.1

Для заданной балки определить реакции опоры.
 $q = 5 \text{ кН/м}$, $l_1 = 3 \text{ м}$, $l_2 = 2 \text{ м}$.



Задание 16.2

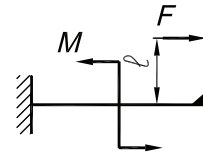
По заданной нагрузке определить реакции опоры.
 $q = 20 \text{ кН/м}$, $l_1 = 1 \text{ м}$,
 $l_2 = 3 \text{ м}$, $l_3 = 0,8 \text{ м}$.



Билет 17

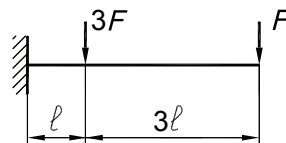
Задание 17.1

Для заданной балки определить реакции опоры.
 $M = 10 \text{ кН}\cdot\text{м}$, $F = 10 \text{ кН}$,
 $l = 1 \text{ м}$.



Задание 17.2

По заданной нагрузке определить реакции опоры.
 $F = 30 \text{ кН}$, $l = 1 \text{ м}$.

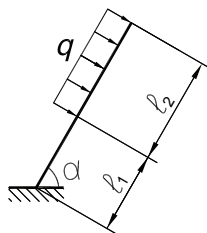


Билет 18

Задание 18.1

Для заданной балки определить реакции опоры.

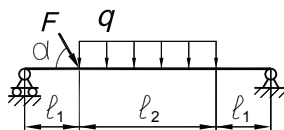
$$q = 20 \text{ кН/м}, l_1 = 1,5 \text{ м}, l_2 = 2 \text{ м}, \alpha = 60^\circ.$$



Задание 18.2

По заданной нагрузке определить реакции опор.

$$F = 30 \text{ кН}, q = 20 \text{ кН/м}, \alpha = 60^\circ, l_1 = 1 \text{ м}, l_2 = 2 \text{ м}.$$

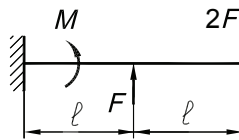


Билет 19

Задание 19.1

Для заданной балки определить реакции опоры.

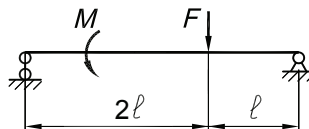
$$M = 20 \text{ кН}\cdot\text{м}, F = 15 \text{ кН}, l = 1 \text{ м}.$$



Задание 19.2

По заданной нагрузке определить реакции опор.

$$M = 30 \text{ кН}\cdot\text{м}, F = 20 \text{ кН}, l = 1 \text{ м}.$$

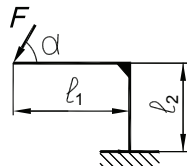


Билет 20

Задание 20.1

Для заданной балки определить реакции опоры.

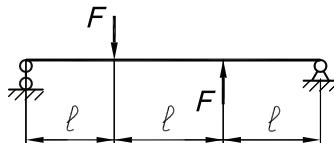
$$F = 20 \text{ кН}, \alpha = 60^\circ, l_1 = 2 \text{ м}, l_2 = 1,5 \text{ м}.$$



Задание 20.2

По заданной нагрузке определить реакции опор.

$$F = 40 \text{ кН}, l = 2 \text{ м}.$$

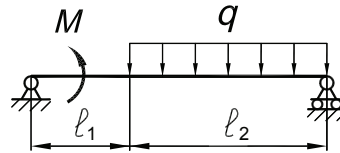


Билет 21

Задание 21.1

Для заданной балки определить реакции опор.

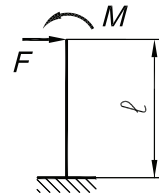
$$M = 50 \text{ кН}\cdot\text{м}, q = 20 \text{ кН/м}, \\ l_1 = 2 \text{ м}, l_2 = 3 \text{ м}.$$



Задание 21.2

По заданной нагрузке определить реакции опоры.

$$M = 50 \text{ кН}\cdot\text{м}, F = 25 \text{ кН}, \\ l = 2 \text{ м}.$$

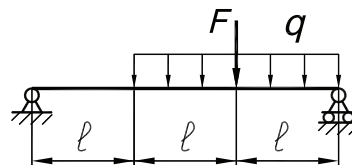


Билет 22

Задание 22.1

Для заданной балки определить реакции опор.

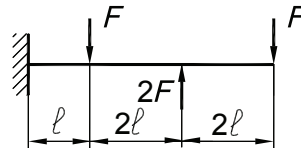
$$F = 40 \text{ кН}, q = 15 \text{ кН/м}, \\ l = 2 \text{ м}.$$



Задание 22.2

По заданной нагрузке определить реакции опоры.

$$F = 25 \text{ кН}, l = 2 \text{ м}.$$



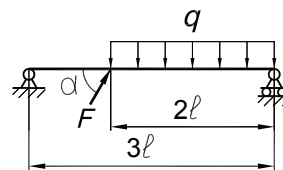
Билет 23

Задание 23.1

На балку действует распределенная нагрузка

$$q = 25 \text{ кН/м} \text{ и сила} \\ F = 15 \text{ кН}, l = 1 \text{ м}, \alpha = 60^\circ.$$

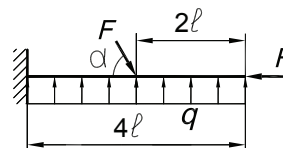
Определить реакции опор.



Задание 23.2

По заданной нагрузке определить реакции опоры.

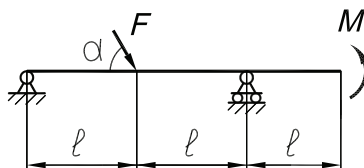
$$F = 35 \text{ кН}, q = 15 \text{ кН/м}, \\ \alpha = 60^\circ, l = 1 \text{ м}.$$



Билет 24

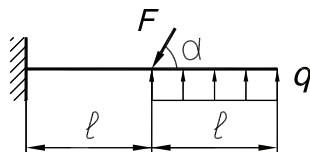
Задание 24.1

На балку действует момент $M = 30 \text{ кН}\cdot\text{м}$ и сила $F = 15 \text{ кН}$, $\alpha = 60^\circ$, $l = 2 \text{ м}$.
Определить реакции опор.



Задание 24.2

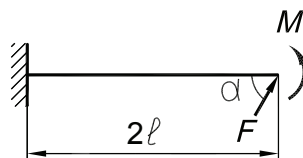
По заданной нагрузке определить реакции опоры.
 $F = 25 \text{ кН}$, $q = 10 \text{ кН/м}$,
 $\alpha = 60^\circ$, $l = 2 \text{ м}$.



Билет 25

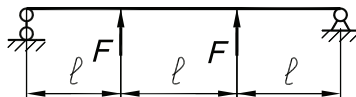
Задание 25.1

На балку действует момент $M = 30 \text{ кН}\cdot\text{м}$ и сила $F = 15 \text{ кН}$, $\alpha = 60^\circ$, $l = 2 \text{ м}$.
Определить реакции опоры.



Задание 25.2

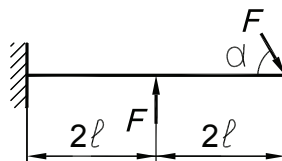
По заданной нагрузке определить реакции опор.
 $F = 20 \text{ кН}$, $l = 1 \text{ м}$.



Билет 26

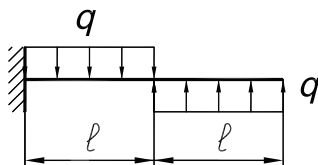
Задание 26.1

На консольную балку действует система внешних сил $F = 20 \text{ кН}$. Определить реакции опоры. $\alpha = 60^\circ$,
 $l = 2 \text{ м}$.



Задание 26.2

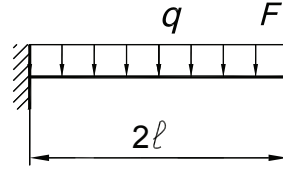
По заданной нагрузке определить реакции опоры.
 $q = 10 \text{ кН/м}$, $l = 2 \text{ м}$.



Билет 27

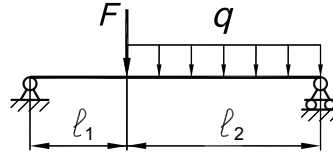
Задание 27.1

На консольную балку действует система внешних нагрузок. Определить реакции опоры. $F = 15$ кН, $q = 10$ кН/м, $l = 2$ м.



Задание 27.2

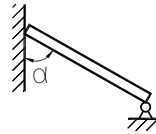
По заданной нагрузке определить реакции опор. $F = 40$ кН, $q = 10$ кН/м, $l_1 = 2$ м, $l_2 = 3$ м.



Билет 28

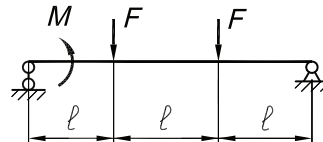
Задание 28.1

Конец бруса весом 100 кН опирается на гладкую стену. Определить давление бруса на стену. $\alpha = 60^\circ$.



Задание 28.2

По заданной нагрузке определить реакции опор. $M = 30$ кН·м, $F = 20$ кН, $l = 2$ м.

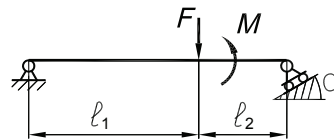


Билет 29

Задание 29.1

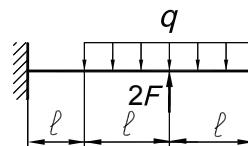
На балку действует система внешних нагрузок. Определить реакции опор.

$M = 20$ кН·м, $F = 15$ кН, $l_1 = 2$ м, $l_2 = 1$ м, $\alpha = 30^\circ$.



Задание 29.2

По заданной нагрузке определить реакции опоры. $F = 20$ кН, $q = 10$ кН/м, $l = 2$ м.



2. Растяжение и сжатие

Билет 1

Задание 1.1

Для колонны, нагруженной системой внешних сил $F=15$ кН, построить эпюру нормальных сил N .

Задание 1.2

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = A_{III} = 200 \text{ мм}^2$, $A_{II} = 250 \text{ мм}^2$.

Задание 1.3

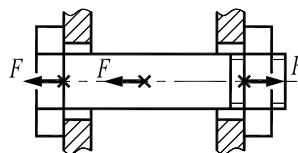
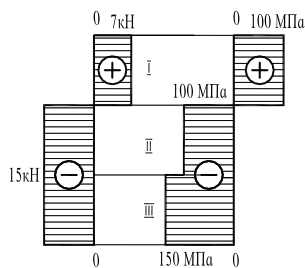
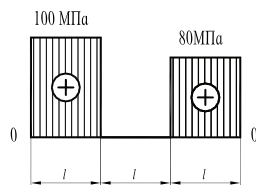
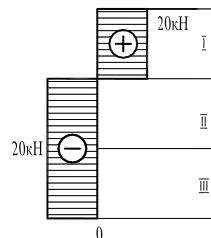
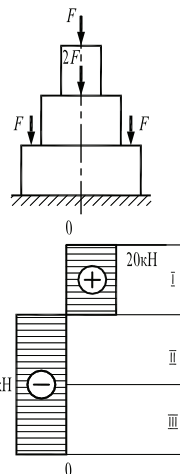
По заданной эпюре нормальных напряжений σ определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и $l = 550$ мм.

Задание 1.4

По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.

Задание 1.5

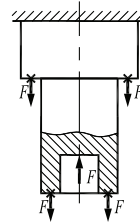
Для стальной стяжки, нагруженной системой сил $F=15$ кН, определить силу затяжки R и площадь поперечного сечения из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 150$ МПа.



Билет 2

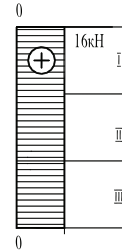
Задание 2.1

Для стального стержня, нагруженного системой внешних сил $F = 16$ кН, определить нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



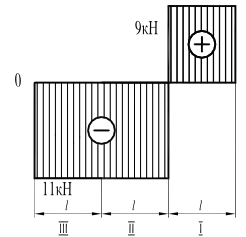
Задание 2.2

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = 400$ мм², $A_{II} = 800$ мм², $A_{III} = 100$ мм².



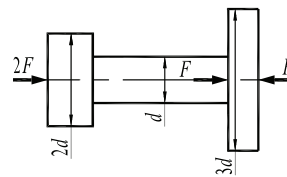
Задание 2.3

По заданной эпюре нормальных сил N определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и $l = 200$ мм. Площадь по участкам: $A_I = A_{II} = 200$ мм², $A_{III} = 110$ мм².



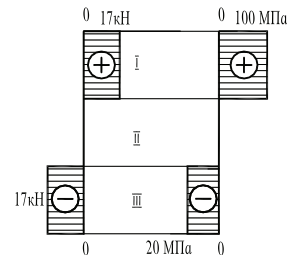
Задание 2.4

Для стального поршня, нагруженного системой сил $F = 12,56$ кН, определить силу R и диаметр поперечного сечения из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 200$ МПа.



Задание 2.5

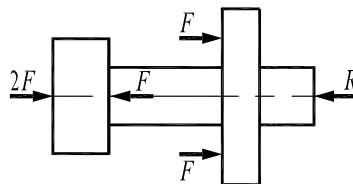
По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III, если $A_I = A_{II}$.



Билет 3

Задание 3.1

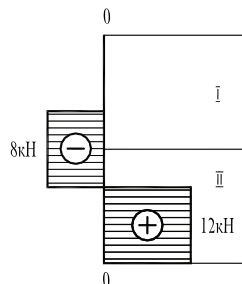
Поршень пневмоцилиндра находится в равновесии под действием сил $F = 9$ кН. Определить силу R , нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



Задание 3.2

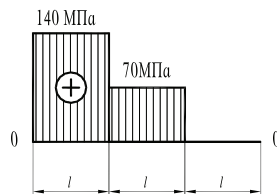
По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам:

$$A_I = 200 \text{ мм}^2, A_{II} = 400 \text{ мм}^2.$$



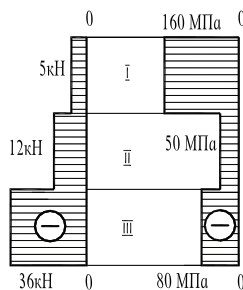
Задание 3.3

По заданной эпюре нормальных напряжений σ определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и $l = 300$ мм.



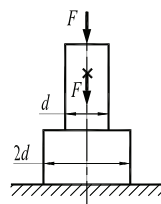
Задание 3.4

По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Задание 3.5

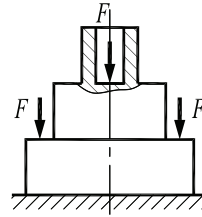
Для стальной колонны, нагруженной системой сил $F = 28$ кН, определить диаметр поперечного сечения из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 140$ МПа.



Билет 4

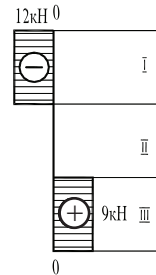
Задание 4.1

Для колонны, нагруженной системой внешних сил $F = 12$ кН, определить нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



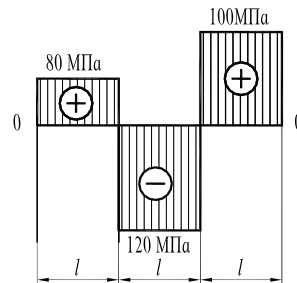
Задание 4.2

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = A_{II} = 100$ мм², $A_{III} = 60$ мм².



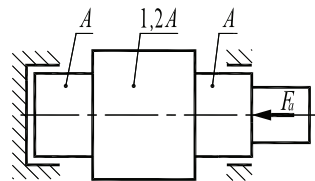
Задание 4.3

По заданной эпюре нормальных напряжений σ определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и $l = 600$ мм.



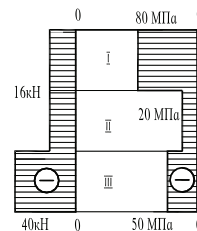
Задание 4.4

Для вала косозубого цилиндрического редуктора определить площадь сечения A из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 120$ МПа и задана осевая сила $F_a = 36$ кН, приведенная к оси вала.



Задание 4.5

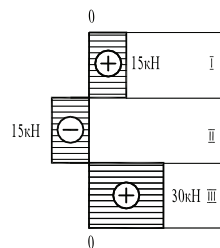
По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Билет 5

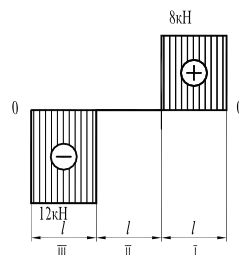
Задание 5.1

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = 100 \text{ мм}^2$, $A_{II} = 200 \text{ мм}^2$, $A_{III} = 300 \text{ мм}^2$.



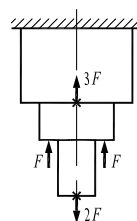
Задание 5.2

По заданной эпюре нормальных сил N определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ и $l = 600 \text{ мм}$. Площадь по участкам: $A_I = A_{II} = 300 \text{ мм}^2$, $A_{III} = 150 \text{ мм}^2$.



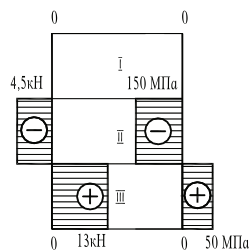
Задание 5.3

Для стального стержня, нагруженного системой сил $F = 10 \text{ кН}$, определить нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



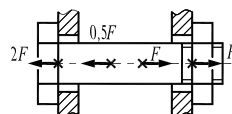
Задание 5.4

По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III, если $A_I = A_{II}$.



Задание 5.5

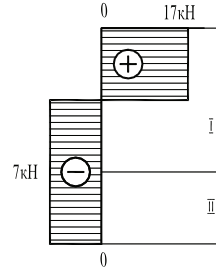
Для стальной стяжки, нагруженной системой сил $F = 20 \text{ кН}$, определить силу затяжки R и площадь поперечного сечения из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 100 \text{ МПа}$.



Билет 6

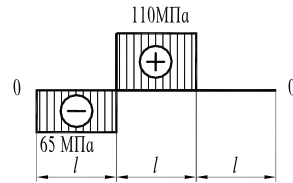
Задание 6.1

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = 100 \text{ мм}^2$, $A_{II} = 50 \text{ мм}^2$.



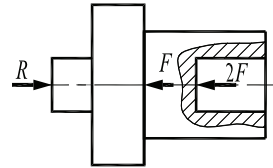
Задание 6.2

По заданной эпюре нормальных напряжений σ определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ и $l = 400 \text{ мм}$.



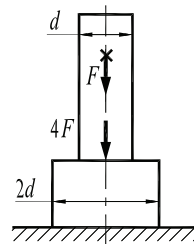
Задание 6.3

Поршень пневмоцилиндра находится в равновесии под действием сил $F = 17 \text{ кН}$. Определить силу R , нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



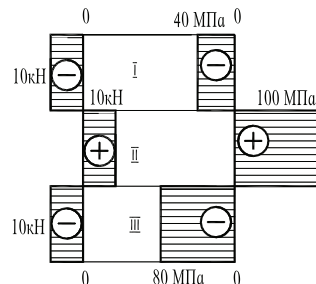
Задание 6.4

Для стальной колонны, нагруженной системой сил $F = 12 \text{ кН}$, определить диаметр поперечного сечения из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 150 \text{ МПа}$.



Задание 6.5

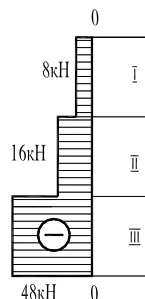
По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Билет 7

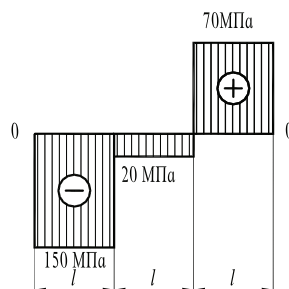
Задание 7.1

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = A_{II} = 400 \text{ мм}^2$, $A_{III} = 1600 \text{ мм}^2$.



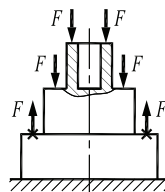
Задание 7.2

По заданной эпюре нормальных напряжений σ определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ и $l = 800 \text{ мм}$.



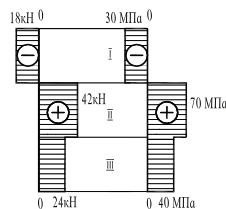
Задание 7.3

Для колонны, нагруженной системой внешних сил $F = 5 \text{ кН}$, определить нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



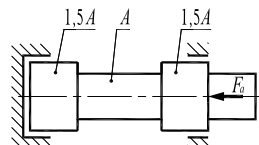
Задание 7.4

По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Задание 7.5

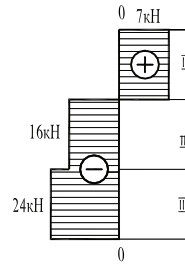
Для вала косозубого цилиндрического редуктора определить площадь сечения A из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 150 \text{ МПа}$ и задана осевая сила $F_a = 30 \text{ кН}$, приведенная к оси вала.



Билет 8

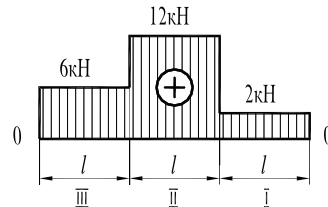
Задание 8.1

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = 200 \text{ мм}^2$, $A_{II} = 100 \text{ мм}^2$, $A_{III} = 400 \text{ мм}^2$.



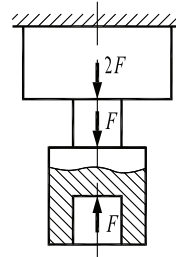
Задание 8.2

По заданной эпюре нормальных сил N определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ и $l = 700 \text{ мм}$. Площадь по участкам: $A_I = A_{II} = 350 \text{ мм}^2$, $A_{III} = 150 \text{ мм}^2$.



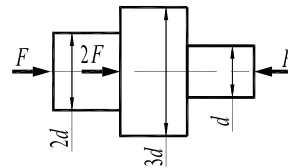
Задание 8.3

Для стального стержня, нагруженного системой сил $F = 11 \text{ кН}$, определить нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



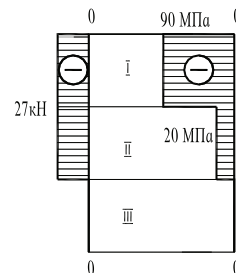
Задание 8.4

Для стального поршня, нагруженного системой сил $F = 12,56 \text{ кН}$, определить силу R и диаметр поперечного сечения из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 120 \text{ МПа}$.



Задание 8.5

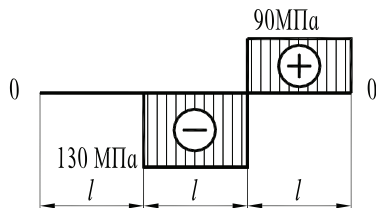
По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III, если $A_I = A_{III}$.



Билет 9

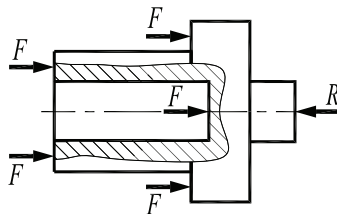
Задание 9.1

По заданной эпюре нормальных напряжений σ определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и $l = 800$ мм.



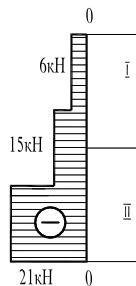
Задание 9.2

Поршень пневмоцилиндра находится в равновесии под действием сил $F = 6$ кН. Определить силу R , нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



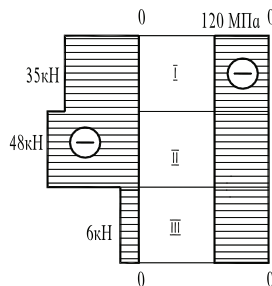
Задание 9.3

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = 100$ мм², $A_{II} = 300$ мм².



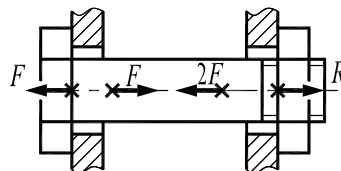
Задание 9.4

По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Задание 9.5

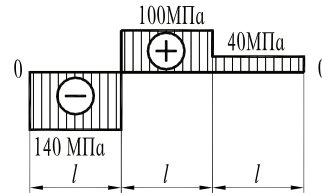
Для стальной стяжки, нагруженной системой сил $F = 12$ кН, определить силу затяжки R и площадь поперечного сечения из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 120$ МПа.



Билет 10

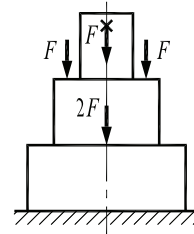
Задание 10.1

По заданной эпюре нормальных напряжений σ определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и $l = 400$ мм.



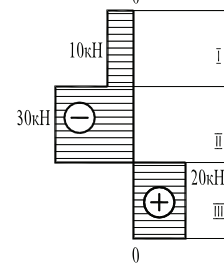
Задание 10.2

Для колонны, нагруженной системой внешних сил $F = 8$ кН, определить нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



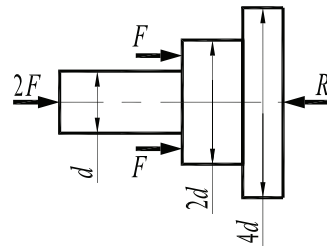
Задание 10.3

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = A_{III} = 200$ мм², $A_{II} = 600$ мм².



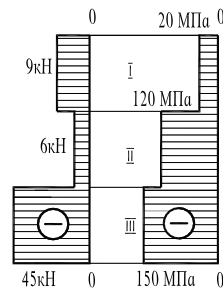
Задание 10.4

Для стального поршня, нагруженного системой сил $F = 6,28$ кН, определить силу R и диаметр поперечного сечения из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 160$ МПа.



Задание 10.5

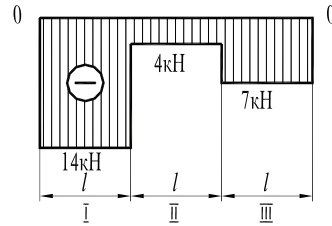
По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Билет 11

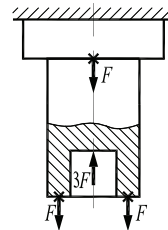
Задание 11.1

По заданной эпюре нормальных сил N определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и $l = 1000$ мм. Площадь по участкам: $A_I = A_{II} = 50 \text{ мм}^2$, $A_{III} = 100 \text{ мм}^2$.



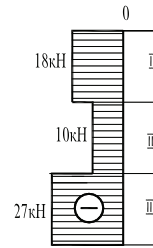
Задание 11.2

Для стального стержня, нагруженного системой сил $F = 13$ кН, определить нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



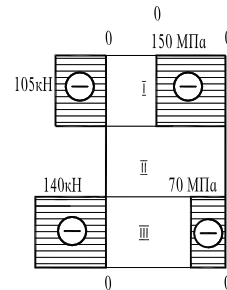
Задание 11.3

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = 200 \text{ мм}^2$, $A_{II} = 80 \text{ мм}^2$, $A_{III} = 300 \text{ мм}^2$.



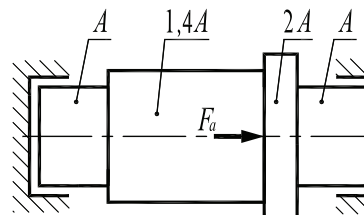
Задание 11.4

По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III, если $A_I = A_{II}$.



Задание 11.5

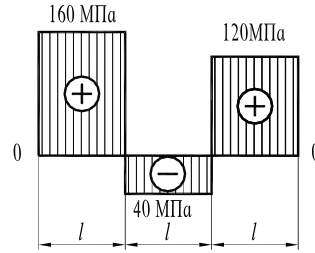
Для вала косозубого цилиндрического редуктора определить площадь сечения A из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 140$ МПа и задана осевая сила $F_a = 56$ кН, приведенная к оси вала.



Билет 12

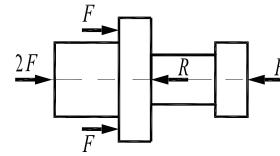
Задание 12.1

По заданной эпюре нормальных напряжений σ определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и $l = 350$ мм.



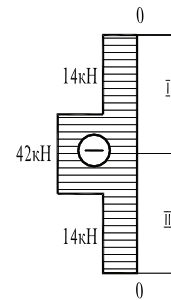
Задание 12.2

Поршень пневмоцилиндра находится в равновесии под действием сил $F = 18$ кН. Определить силу R , нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



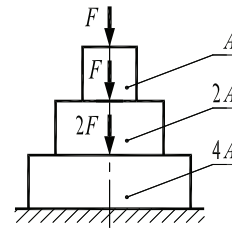
Задание 12.3

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = 700$ мм², $A_{II} = 400$ мм².



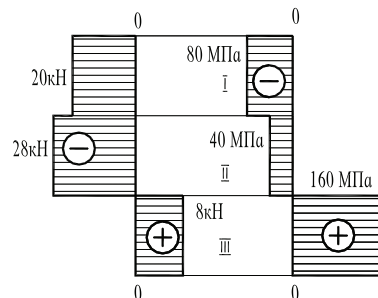
Задание 12.4

Для стальной колонны, нагруженной системой сил $F = 45$ кН, определить площадь поперечного сечения A из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 150$ МПа.



Задание 12.5

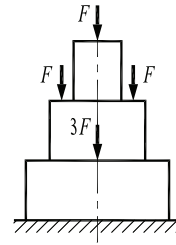
По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Билет 13

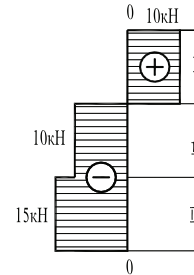
Задание 13.1

Для колонны, нагруженной системой внешних сил $F = 20$ кН, определить нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



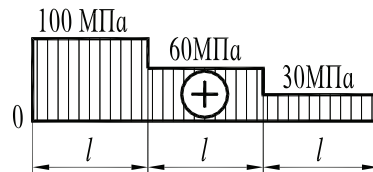
Задание 13.2

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = A_{III} = 100 \text{ мм}^2$, $A_{II} = 150 \text{ мм}^2$.



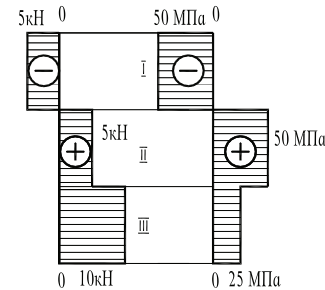
Задание 13.3

По заданной эпюре нормальных напряжений σ определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и $l = 400$ мм.



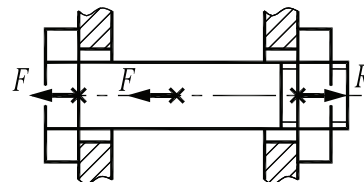
Задание 13.4

По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Задание 13.5

Для стальной стяжки, нагруженной системой сил $F = 10$ кН, определить силу затяжки R и площадь поперечного сечения из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 120$ МПа.



Билет 14

Задание 14.1

Для стального стержня, нагруженного системой сил $F = 5$ кН, определить нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .

Задание 14.2

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = 300$ мм², $A_{III} = 500$ мм², $A_{II} = 200$ мм².

Задание 14.3

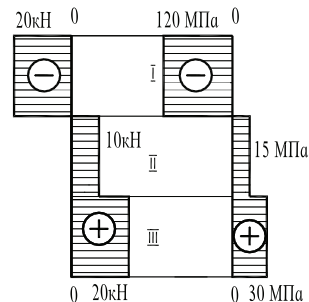
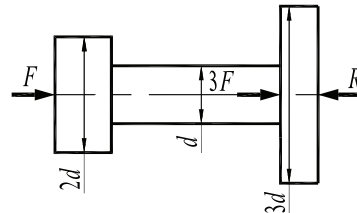
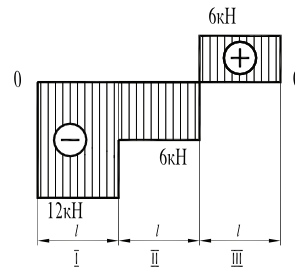
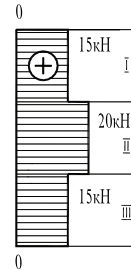
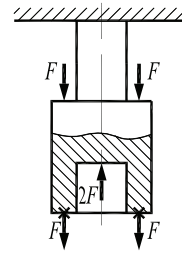
По заданной эпюре нормальных сил N определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и $l = 100$ мм. Площадь по участкам: $A_I = A_{II} = 150$ мм², $A_{III} = 90$ мм².

Задание 14.4

Для стального поршня, нагруженного системой сил $F = 120$ кН, определить силу R и диаметр поперечного сечения из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 120$ МПа.

Задание 14.5

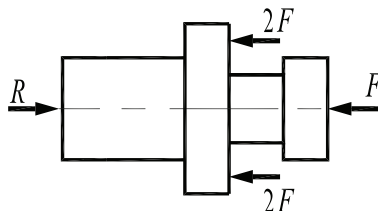
По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Билет 15

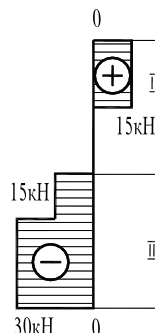
Задание 15.1

Поршень пневмоцилиндра находится в равновесии под действием сил $F = 6$ кН. Определить силу R , нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



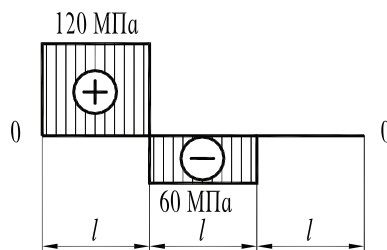
Задание 15.2

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = 300 \text{ мм}^2$, $A_{II} = 500 \text{ мм}^2$.



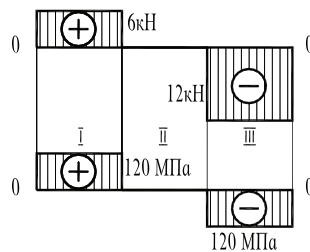
Задание 15.3

По заданной эпюре нормальных напряжений σ определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и $l = 500$ мм.



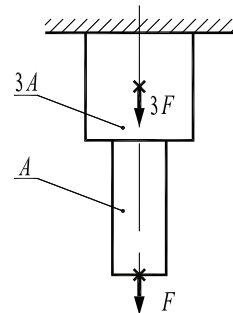
Задание 15.4

По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III. Принять $A_{II} = A_{III}$.



Задание 15.5

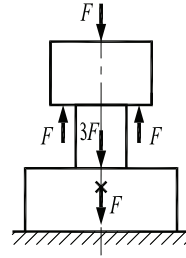
Для стальной подвески, нагруженной системой сил $F = 30$ кН, определить площадь поперечного сечения A из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 100$ МПа.



Билет 16

Задание 16.1

Для колонны, нагруженной системой внешних сил $F = 12$ кН, определить нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



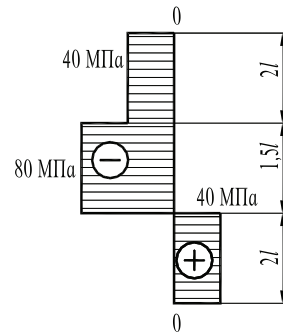
Задание 16.2

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = A_{II} = 200$ мм², $A_{III} = 100$ мм².



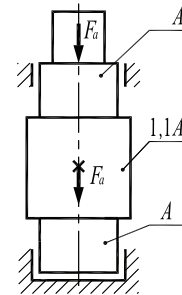
Задание 16.3

По заданной эпюре нормальных напряжений σ определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и $l = 400$ мм.



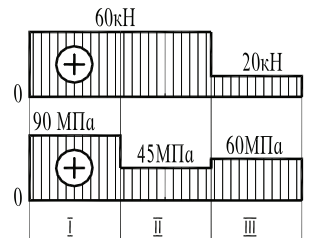
Задание 16.4

Для оси вентилятора, нагруженной системой сил $F_a = 4$ кН, определить площадь поперечного сечения A из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 80$ МПа.



Задание 16.5

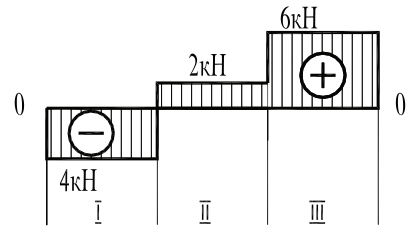
По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Билет 17

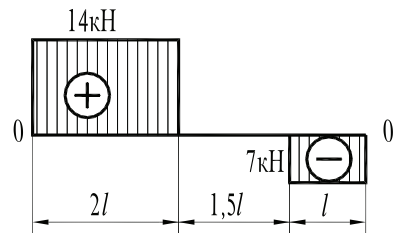
Задание 17.1

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = 50 \text{ мм}^2$, $A_{II} = 100 \text{ мм}^2$, $A_{III} = 150 \text{ мм}^2$.



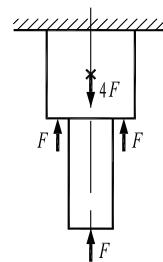
Задание 17.2

По заданной эпюре нормальных сил N определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ и $l = 300 \text{ мм}$. Площадь по участкам: $A_I = A_{II} = 200 \text{ мм}^2$, $A_{III} = 100 \text{ мм}^2$.



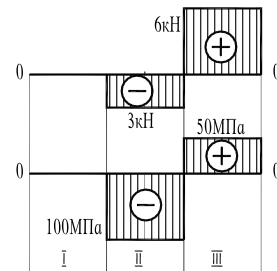
Задание 17.3

Для стального стержня, нагруженного системой сил $F = 18 \text{ кН}$, определить нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



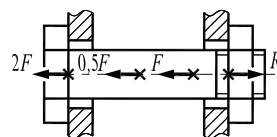
Задание 17.4

По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III, если $A_I = A_{II}$.



Задание 17.5

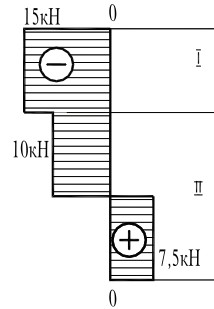
Для стальной стяжки, нагруженной системой сил $F = 27 \text{ кН}$, определить силу затяжки R и площадь поперечного сечения из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 90 \text{ МПа}$. Площадь резьбового участка $0,9 A$.



Билет 18

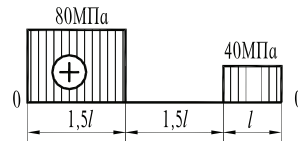
Задание 18.1

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = 150 \text{ мм}^2$, $A_{II} = 75 \text{ мм}^2$.



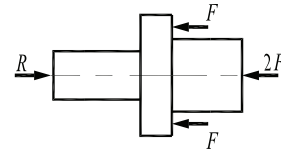
Задание 18.2

По заданной эпюре нормальных напряжений σ определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ и $l = 200 \text{ мм}$.



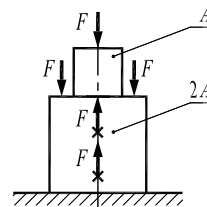
Задание 18.3

Поршень пневмоцилиндра находится в равновесии под действием сил $F = 16 \text{ кН}$. Определить силу R , нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



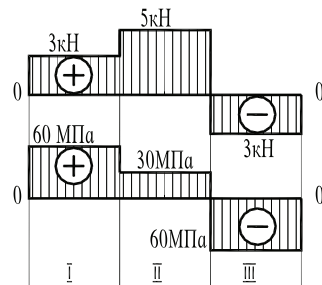
Задание 18.4

Для стальной колонны, нагруженной системой сил $F = 20 \text{ кН}$, определить площадь поперечного сечения A из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 100 \text{ МПа}$.



Задание 18.5

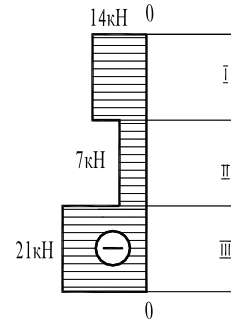
По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Билет 19

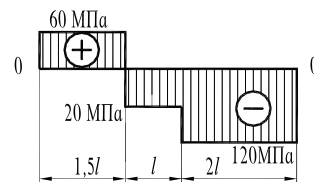
Задание 19.1

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = 400 \text{ мм}^2$, $A_{II} = 200 \text{ мм}^2$, $A_{III} = 1000 \text{ мм}^2$.



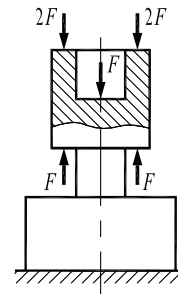
Задание 19.2

По заданной эпюре нормальных напряжений σ определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ и $l = 500 \text{ мм}$.



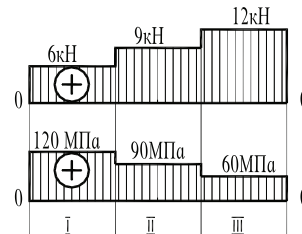
Задание 19.3

Для колонны, нагруженной системой внешних сил $F = 8 \text{ кН}$, определить нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



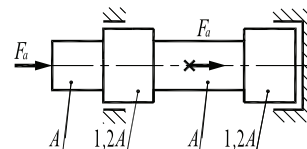
Задание 19.4

По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Задание 19.5

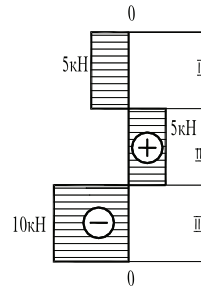
Для вала механической передачи определить площадь сечения A из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 70 \text{ МПа}$ и задана осевая сила $F_a = 15 \text{ кН}$, приведенная к оси вала.



Билет 20

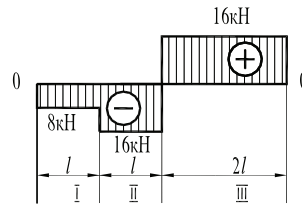
Задание 20.1

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = 100 \text{ мм}^2$, $A_{II} = 150 \text{ мм}^2$, $A_{III} = 300 \text{ мм}^2$.



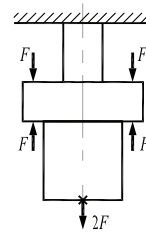
Задание 20.2

По заданной эпюре нормальных сил N определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ и $l = 300 \text{ мм}$. Площадь по участкам: $A_I = A_{II} = 400 \text{ мм}^2$, $A_{III} = 250 \text{ мм}^2$.



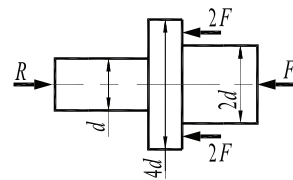
Задание 20.3

Для стального стержня, нагруженного системой сил $F = 11 \text{ кН}$, определить нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



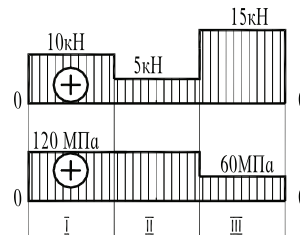
Задание 20.4

Для стального поршня, нагруженного системой сил $F = 15 \text{ кН}$, определить силу R и диаметр поперечного сечения из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 120 \text{ МПа}$.



Задание 20.5

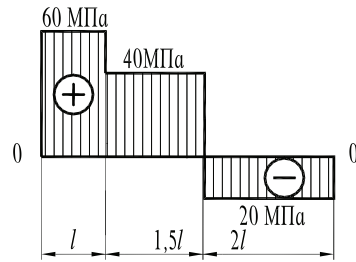
По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Билет 21

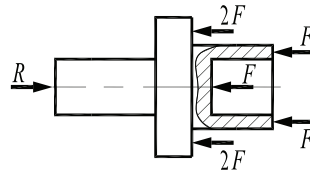
Задание 21.1

По заданной эпюре нормальных напряжений σ определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и $l = 200$ мм.



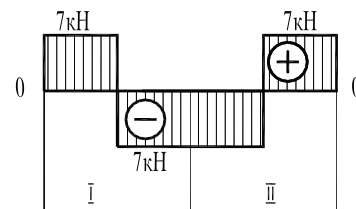
Задание 21.2

Поршень пневмоцилиндра находится в равновесии под действием сил $F = 2$ кН. Определить силу R , нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



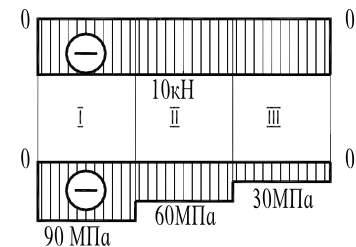
Задание 21.3

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = 200$ мм², $A_{II} = 250$ мм².



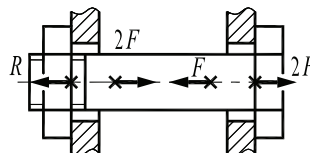
Задание 21.4

По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Задание 21.5

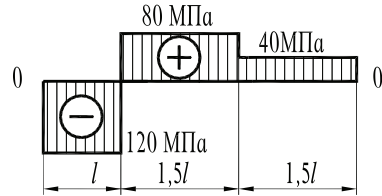
Для стальной стяжки, нагруженной системой сил $F = 18$ кН, определить силу затяжки R и площадь поперечного сечения из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 90$ МПа.



Билет 22

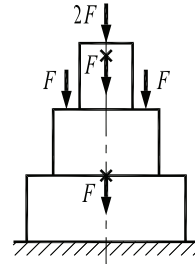
Задание 22.1

По заданной эпюре нормальных напряжений σ определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и $l = 100$ мм.



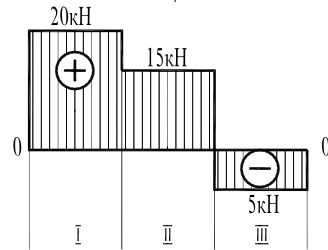
Задание 22.2

Для колонны, нагруженной системой внешних сил $F = 12$ кН, определить нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



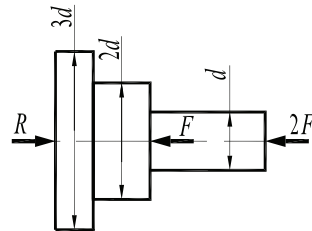
Задание 22.3

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = A_{III} = 400$ мм², $A_{II} = 800$ мм².



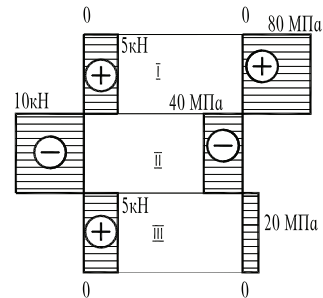
Задание 22.4

Для стального поршня, нагруженного системой сил $F = 15$ кН, определить силу R и диаметр поперечного сечения из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 140$ МПа.



Задание 22.5

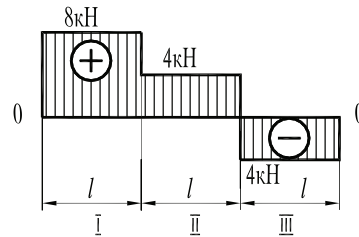
По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Билет 23

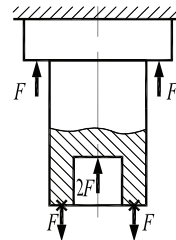
Задание 23.1

По заданной эпюре нормальных сил N определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и $l = 250$ мм. Площадь по участкам: $A_I = A_{II} = 150 \text{ мм}^2$, $A_{III} = 200 \text{ мм}^2$.



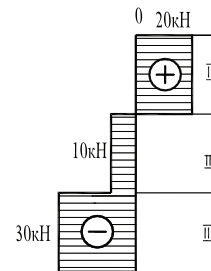
Задание 23.2

Для стального стержня, нагруженного системой сил $F = 8$ кН, определить нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



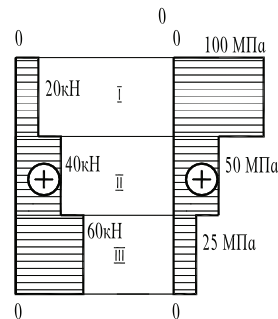
Задание 23.3

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = 400 \text{ мм}^2$, $A_{II} = 120 \text{ мм}^2$, $A_{III} = 500 \text{ мм}^2$.



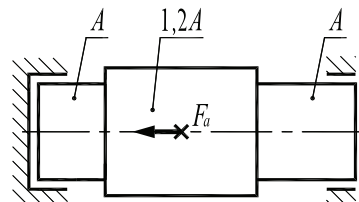
Задание 23.4

По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Задание 23.5

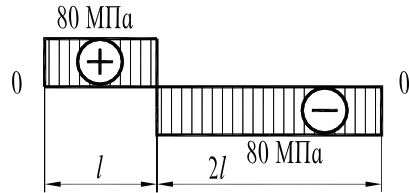
Для вала механической передачи определить площадь сечения A из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 90$ МПа и задана осевая сила $F_a = 15$ кН, приведенная к оси вала.



Билет 24

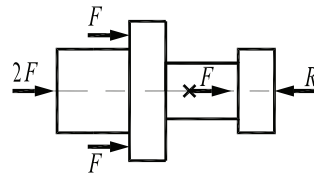
Задание 24.1

По заданной эпюре нормальных напряжений σ определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и $l = 400$ мм.



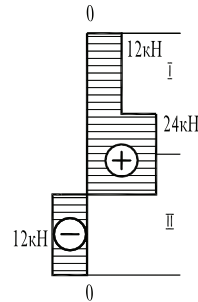
Задание 24.2

Поршень пневмоцилиндра находится в равновесии под действием сил $F = 50$ кН. Определить силу R , нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



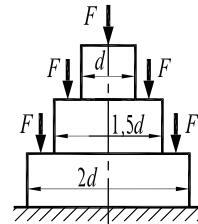
Задание 24.3

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = 300$ мм², $A_{II} = 600$ мм².



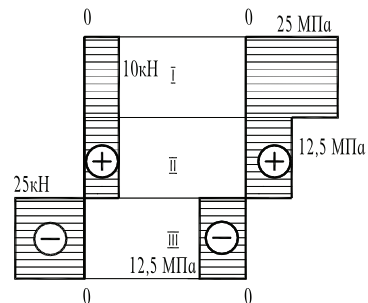
Задание 24.4

Для стальной колонны, нагруженной системой сил $F = 40$ кН, определить диаметр поперечного сечения d из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 150$ МПа.



Задание 24.5

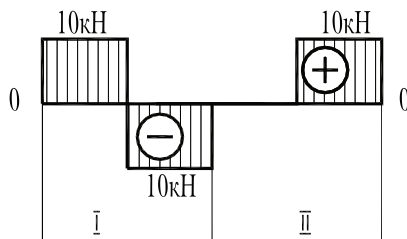
По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Билет 25

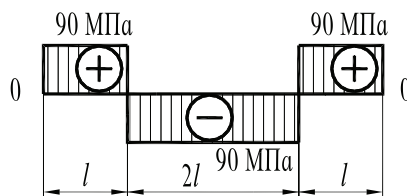
Задание 25.1

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = 150 \text{ мм}^2$, $A_{II} = 250 \text{ мм}^2$.



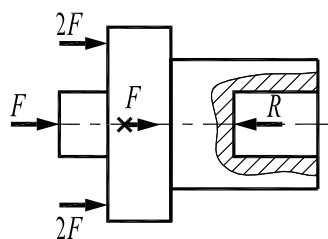
Задание 25.2

По заданной эпюре нормальных напряжений σ определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ и $l = 600 \text{ мм}$.



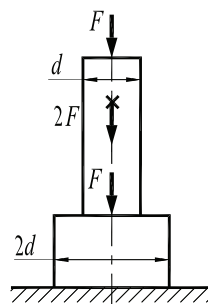
Задание 25.3

Поршень пневмоцилиндра находится в равновесии под действием сил $F = 12 \text{ кН}$. Определить силу R , нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



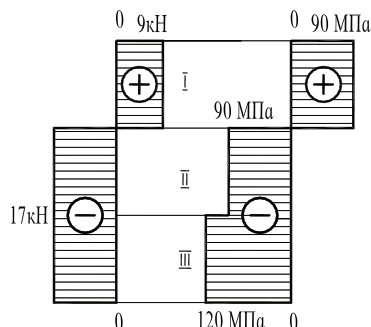
Задание 25.4

Для стальной колонны, нагруженной системой сил $F = 14 \text{ кН}$, определить диаметр поперечного сечения d из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 120 \text{ МПа}$.



Задание 25.5

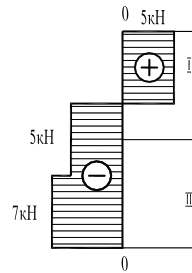
По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Билет 26

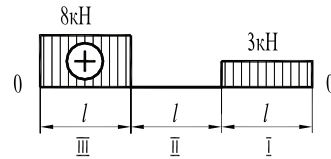
Задание 26.1

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = 250 \text{ мм}^2$, $A_{II} = 100 \text{ мм}^2$.



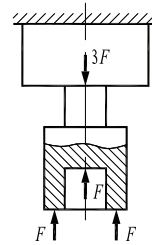
Задание 26.2

По заданной эпюре нормальных сил N определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ и $l = 300 \text{ мм}$. Площадь по участкам: $A_I = A_{II} = 150 \text{ мм}^2$, $A_{III} = 450 \text{ мм}^2$.



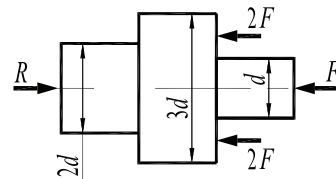
Задание 26.3

Для стального стержня, нагруженного системой сил $F = 9 \text{ кН}$, определить нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



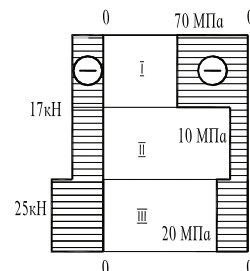
Задание 26.4

Для стального поршня, нагруженного системой сил $F = 5 \text{ кН}$, определить силу R и диаметр поперечного сечения d из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 130 \text{ МПа}$.



Задание 26.5

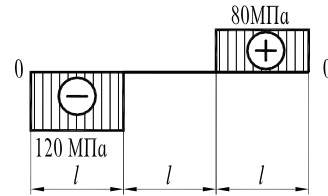
По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Билет 27

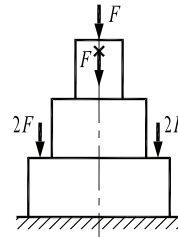
Задание 27.1

По заданной эпюре нормальных напряжений σ определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и $l = 300$ мм.



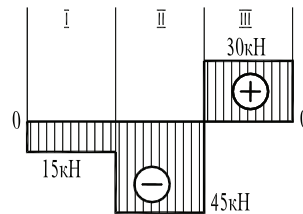
Задание 27.2

Для колонны, нагруженной системой внешних сил $F = 17$ кН, определить нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



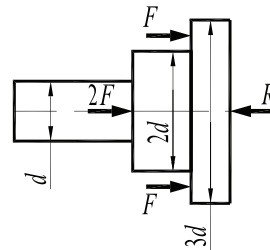
Задание 27.3

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = A_{III} = 680$ мм², $A_{II} = 720$ мм².



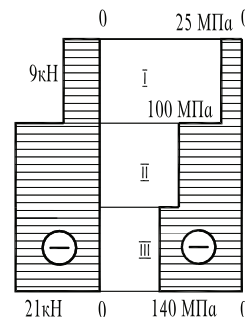
Задание 27.4

Для стального поршня, нагруженного системой сил $F = 8$ кН, определить силу R и диаметр поперечного сечения d из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 140$ МПа.



Задание 27.5

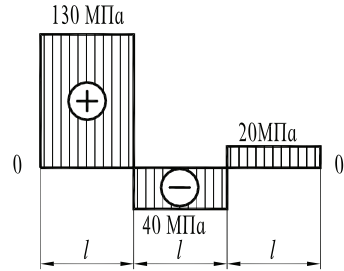
По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Билет 28

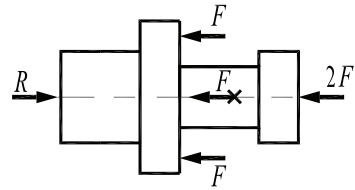
Задание 28.1

По заданной эпюре нормальных напряжений σ определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и $l = 550$ мм.



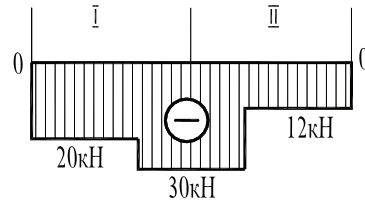
Задание 28.2

Поршень пневмоцилиндра находится в равновесии под действием сил $F = 8$ кН. Определить силу R , нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



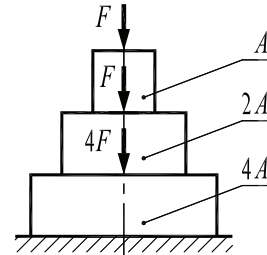
Задание 28.3

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = 500$ мм², $A_{II} = 300$ мм².



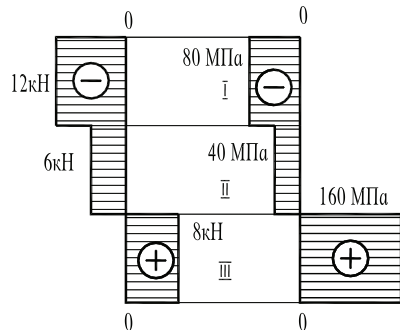
Задание 28.4

Для стальной колонны, нагруженной системой сил $F = 14$ кН, определить площадь поперечного сечения A из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 140$ МПа.



Задание 28.5

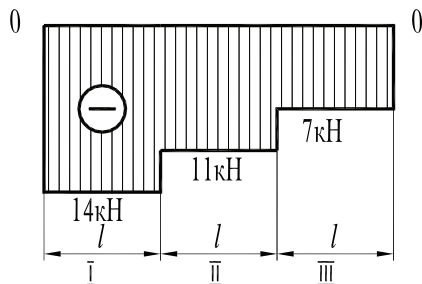
По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Билет 29

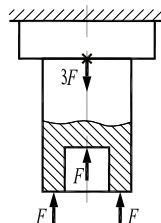
Задание 29.1

По заданной эпюре нормальных сил N определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и $l = 250$ мм. Площадь по участкам: $A_I = A_{II} = 120 \text{ мм}^2$, $A_{III} = 80 \text{ мм}^2$.



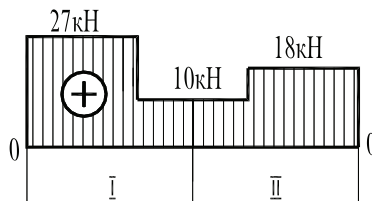
Задание 29.2

Для стального стержня, нагруженного системой сил $F = 23$ кН, определить нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



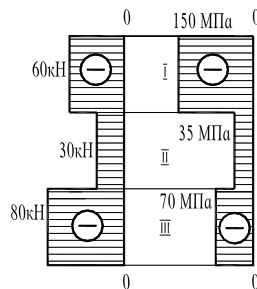
Задание 29.3

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = 200 \text{ мм}^2$, $A_{II} = 120 \text{ мм}^2$.



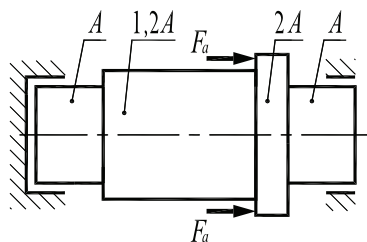
Задание 29.4

По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Задание 29.5

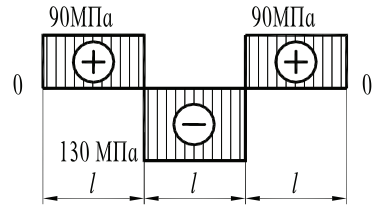
Для вала механической передачи определить площадь сечения A из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 140$ МПа и задана осевая сила $F_a = 5$ кН, приведенная к оси вала.



Билет 30

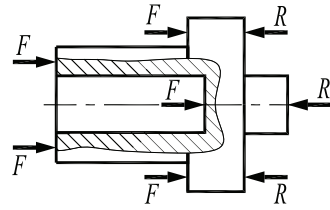
Задание 30.1

По заданной эпюре нормальных напряжений σ определить перемещение Δl и построить эпюру Δl , если модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и $l = 400$ мм.



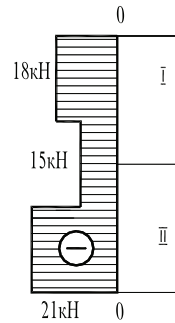
Задание 30.2

Поршень пневмоцилиндра находится в равновесии под действием сил $F = 7$ кН. Определить силу R , нормальные силы N и построить эпюру нормальных сил N .



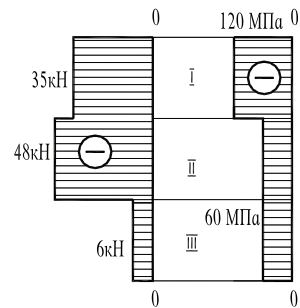
Задание 30.3

По заданной эпюре нормальных сил N определить нормальные напряжения σ и построить эпюру σ . Площадь по участкам: $A_I = 200$ мм², $A_{II} = 400$ мм².



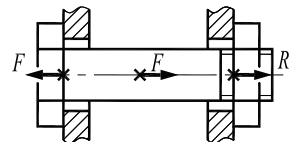
Задание 30.4

По заданным эпюрам нормальных сил N и нормальных напряжений σ определить площадь поперечного сечения по участкам I, II и III.



Задание 30.5

Для стальной стяжки, нагруженной системой сил $F = 13$ кН, определить силу затяжки R и площадь поперечного сечения из условия прочности в опасном сечении, если допускаемые напряжения $[\sigma] = 140$ МПа.



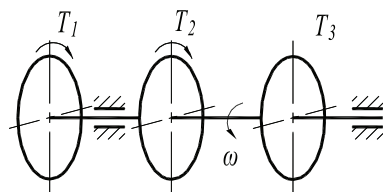
3. Кручение

Билет 1

Задание 1.1

Определить величину и направление момента T_3 .

$T_1 = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $T_2 = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $\omega = \text{const}$. Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

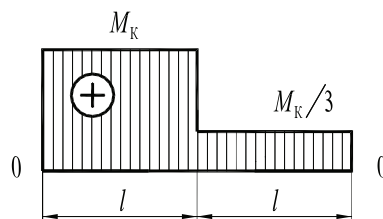


Задание 1.2

Для приведенного на схеме вала (см. задание 1.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 1.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания ϕ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.



Задание 1.4

Определить величину наибольших касательных напряжений τ_{\max} в поперечном сечении вала диаметром $d = 20 \text{ мм}$, скручиваемого моментом $M_K = 80 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Задание 1.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 200 \text{ Н} \cdot \text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 100 \text{ МПа}$.

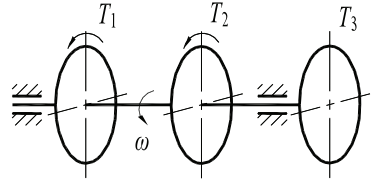
Задание 1.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 200 \text{ Н} \cdot \text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,04 \text{ рад/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Билет 2**Задание 2.1**

Определить величину и направление момента T_3 .

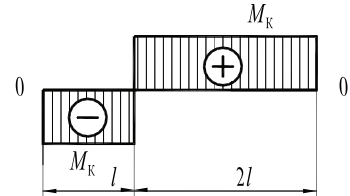
$T_1 = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 150 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\omega = \text{const}$. Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

**Задание 2.2**

Для приведенного на схеме вала (см. задание 2.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 2.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.

**Задание 2.4**

Для вала, эпюра внутренних крутящих моментов которого представлена в задании 2.3, построить эпюру касательных напряжений τ . Диаметр поперечного сечения вала по всей длине постоянен.

Задание 2.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 400 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 80 \text{ МПа}$.

Задание 2.6

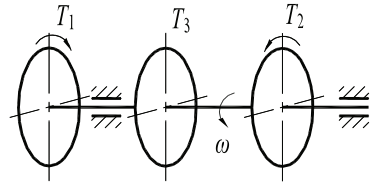
Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 400 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,02 \text{ рад/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Билет 3

Задание 3.1

Определить величину и направление момента T_3 .

$T_1 = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $T_2 = 400 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $\omega = \text{const}$. Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

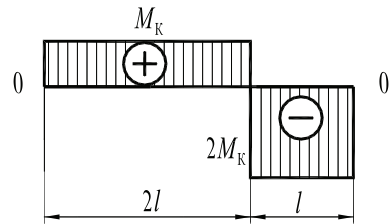


Задание 3.2

Для приведенного на схеме вала (см. задание 3.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

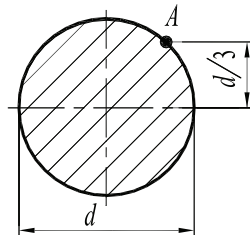
Задание 3.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания ϕ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.



Задание 3.4

Определить касательные напряжения в точке A (τ_A) поперечного сечения скручиваемого вала диаметром d , если известно, что наибольшие касательные напряжения в этом сечении $\tau_{\max} = 50 \text{ МПа}$.



Задание 3.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{KP}] = 60 \text{ МПа}$.

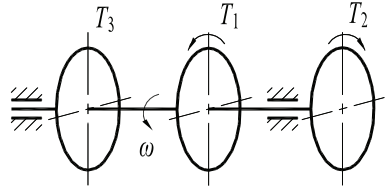
Задание 3.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,1 \text{ градус/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Билет 4**Задание 4.1**

Определить величину и направление момента T_3 .

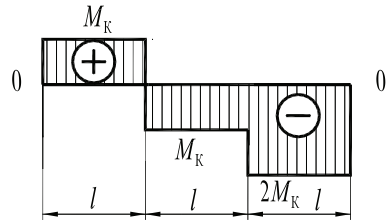
$T_1 = 500 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\omega = \text{const}$. Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

**Задание 4.2**

Для приведенного на схеме вала (см. задание 4.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 4.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.

**Задание 4.4**

Определить величину наибольших касательных напряжений τ_{\max} в поперечном сечении вала диаметром $d = 30 \text{ мм}$, скручиваемого моментом $M_K = 320 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Задание 4.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 150 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 90 \text{ МПа}$.

Задание 4.6

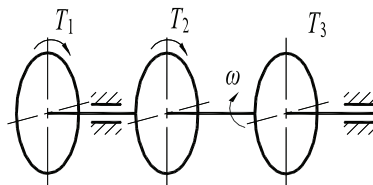
Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 150 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,5 \text{ градус/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Билет 5**Задание 5.1**

Определить величину и направление момента T_3 .

$$T_1 = 200 \text{ Н} \cdot \text{м}, T_2 = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}, \omega = \text{const.}$$

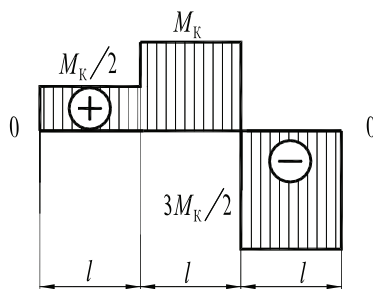
Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

**Задание 5.2**

Для приведенного на схеме вала (см. задание 5.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 5.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.

**Задание 5.4**

Для вала, эпюра внутренних крутящих моментов которого представлена в задании 5.3, построить эпюру касательных напряжений τ . Диаметр поперечного сечения вала по всей длине постоянен.

Задание 5.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 100 \text{ МПа}$.

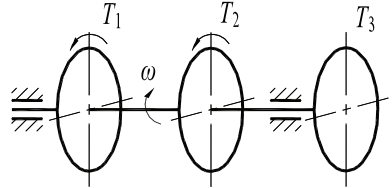
Задание 5.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,01 \text{ рад/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Билет 6**Задание 6.1**

Определить величину и направление момента T_3 .

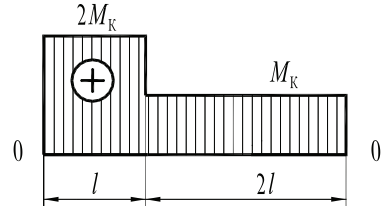
$T_1 = 400 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $T_2 = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $\omega = \text{const}$. Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

**Задание 6.2**

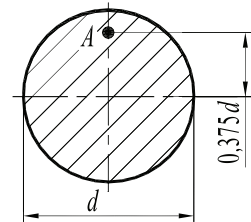
Для приведенного на схеме вала (см. задание 6.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 6.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.

**Задание 6.4**

Определить касательные напряжения в точке A (τ_A) поперечного сечения скручивающегося вала диаметром d , если известно, что наибольшие касательные напряжения в этом сечении $\tau_{\max} = 80 \text{ МПа}$.

**Задание 6.5**

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 800 \text{ Н} \cdot \text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 80 \text{ МПа}$.

Задание 6.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 800 \text{ Н} \cdot \text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,02 \text{ рад/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

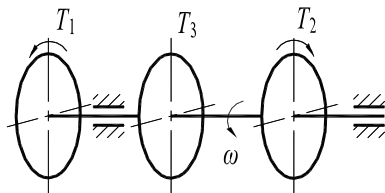
Билет 7

Задание 7.1

Определить величину и направление момента T_3 .

$$T_1 = 800 \text{ Н} \cdot \text{м}, T_2 = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}, \omega = \text{const.}$$

Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

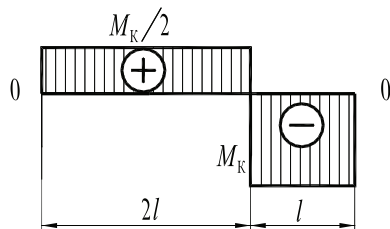


Задание 7.2

Для приведенного на схеме вала (см. задание 7.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 7.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.



Задание 7.4

Определить величину наибольших касательных напряжений τ_{\max} в поперечном сечении вала диаметром $d = 50 \text{ мм}$, скручиваемого моментом $M_K = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Задание 7.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 400 \text{ Н} \cdot \text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 80 \text{ МПа}$.

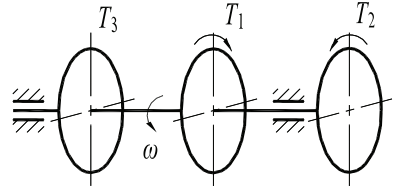
Задание 7.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 400 \text{ Н} \cdot \text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,1 \text{ градус/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Билет 8**Задание 8.1**

Определить величину и направление момента T_3 .

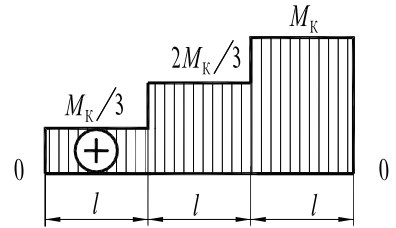
$T_1 = 800 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 1200 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\omega = \text{const}$. Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

**Задание 8.2**

Для приведенного на схеме вала (см. задание 8.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 8.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.

**Задание 8.4**

Для вала, эпюра внутренних крутящих моментов которого представлена в задании 8.3, построить эпюру касательных напряжений τ . Диаметр поперечного сечения вала по всей длине постоянен.

Задание 8.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 50 \text{ МПа}$.

Задание 8.6

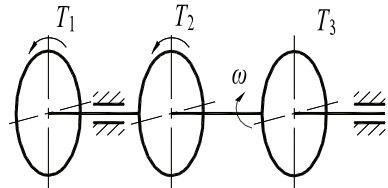
Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,01 \text{ рад/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Билет 9

Задание 9.1

Определить величину и направление момента T_3 .

$T_1 = 400 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $T_2 = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $\omega = \text{const}$. Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

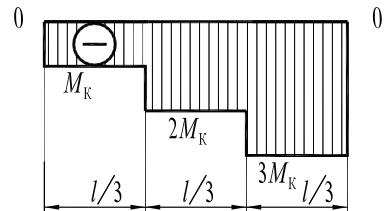


Задание 9.2

Для приведенного на схеме вала (см. задание 9.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

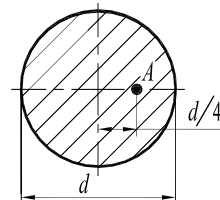
Задание 9.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.



Задание 9.4

Определить касательные напряжения в точке A (τ_A) поперечного сечения скручиваемого вала диаметром d , если известно, что наибольшие касательные напряжения в этом сечении $\tau_{\max} = 80 \text{ МПа}$.



Задание 9.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 3000 \text{ Н} \cdot \text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 100 \text{ МПа}$.

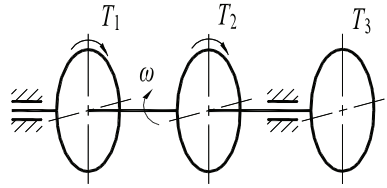
Задание 9.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 3000 \text{ Н} \cdot \text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,04 \text{ рад/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Билет 10**Задание 10.1**

Определить величину и направление момента T_3 .

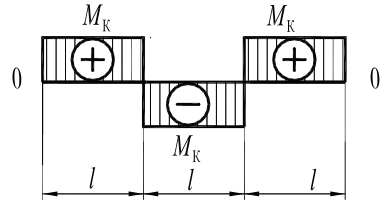
$T_1 = 250 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 120 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\omega = \text{const}$. Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

**Задание 10.2**

Для приведенного на схеме вала (см. задание 10.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 10.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.

**Задание 10.4**

Определить величину наибольших касательных напряжений τ_{\max} в поперечном сечении вала диаметром $d = 60 \text{ мм}$, скручиваемого моментом $M_K = 500 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Задание 10.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 625 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 80 \text{ МПа}$.

Задание 10.6

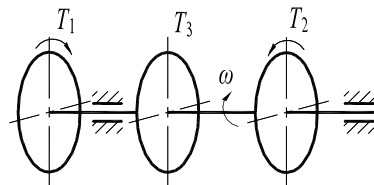
Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 625 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,03 \text{ рад/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Билет 11

Задание 11.1

Определить величину и направление момента T_3 .

$T_1 = 900 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 350 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\omega = \text{const}$. Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

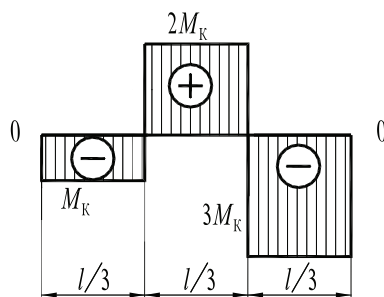


Задание 11.2

Для приведенного на схеме вала (см. задание 11.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 11.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.



Задание 11.4

Для вала, эпюра внутренних крутящих моментов которого представлена в задании 11.3, построить эпюру касательных напряжений τ . Диаметр поперечного сечения вала по всей длине постоянен.

Задание 11.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 1500 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 50 \text{ МПа}$.

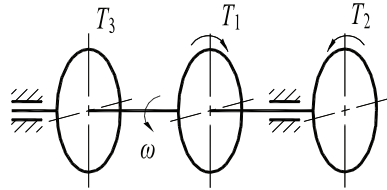
Задание 11.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 1500 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,1$ градус/м, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Билет 12**Задание 12.1**

Определить величину и направление момента T_3 .

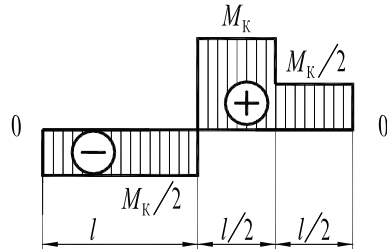
$T_1 = 450 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $T_2 = 130 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $\omega = \text{const}$. Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

**Задание 12.2**

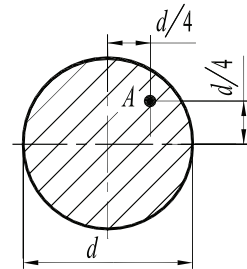
Для приведенного на схеме вала (см. задание 12.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 12.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.

**Задание 12.4**

Определить касательные напряжения в точке A (τ_A) поперечного сечения скручивающегося вала диаметром d , если известно, что наибольшие касательные напряжения в этом сечении $\tau_{\max} = 50 \text{ МПа}$.

**Задание 12.5**

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 1200 \text{ Н} \cdot \text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 120 \text{ МПа}$.

Задание 12.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 1200 \text{ Н} \cdot \text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,5 \text{ градус/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

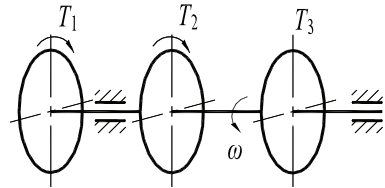
Билет 13

Задание 13.1

Определить величину и направление момента T_3 .

$$T_1 = 800 \text{ Н}\cdot\text{м}, T_2 = 370 \text{ Н}\cdot\text{м}, \omega = \text{const.}$$

Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

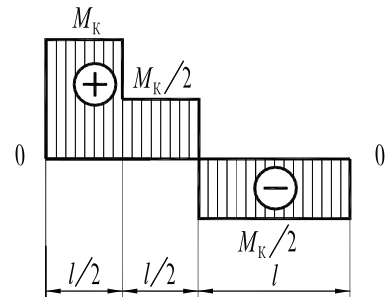


Задание 13.2

Для приведенного на схеме вала (см. задание 13.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 13.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.



Задание 13.4

Определить величину наибольших касательных напряжений τ_{\max} в поперечном сечении вала диаметром $d = 50 \text{ мм}$, скручиваемого моментом $M_K = 250 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Задание 13.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 900 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 45 \text{ МПа}$.

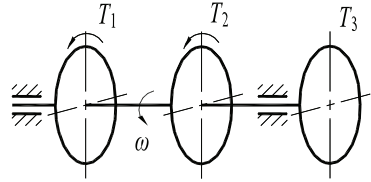
Задание 13.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 900 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,04 \text{ рад/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Билет 14**Задание 14.1**

Определить величину и направление момента T_3 .

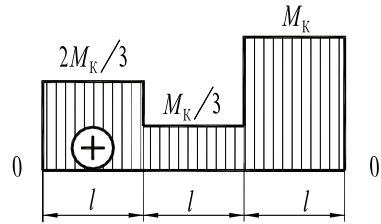
$T_1 = 710 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 320 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\omega = \text{const}$. Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

**Задание 14.2**

Для приведенного на схеме вала (см. задание 14.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 14.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.

**Задание 14.4**

Для вала, эпюра внутренних крутящих моментов которого представлена в задании 14.3, построить эпюру касательных напряжений τ . Диаметр поперечного сечения вала по всей длине постоянен.

Задание 14.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 750 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 75 \text{ МПа}$.

Задание 14.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 750 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,01 \text{ рад/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

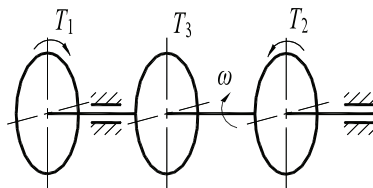
Билет 15

Задание 15.1

Определить величину и направление момента T_3 .

$$T_1 = 930 \text{ Н}\cdot\text{м}, T_2 = 280 \text{ Н}\cdot\text{м}, \omega = \text{const.}$$

Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

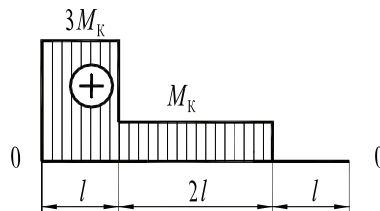


Задание 15.2

Для приведенного на схеме вала (см. задание 15.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

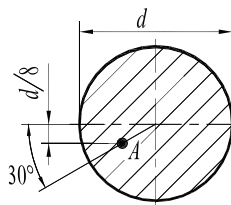
Задание 15.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.



Задание 15.4

Определить касательные напряжения в точке A (τ_A) поперечного сечения скручиваемого вала диаметром d , если известно, что наибольшие касательные напряжения в этом сечении $\tau_{\max} = 90 \text{ МПа}$.



Задание 15.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 980 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{KP}] = 45 \text{ МПа}$.

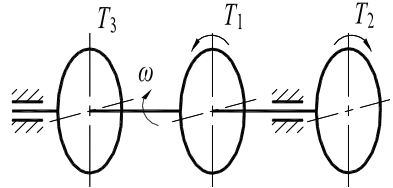
Задание 15.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 980 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,02 \text{ рад/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Билет 16**Задание 16.1**

Определить величину и направление момента T_3 .

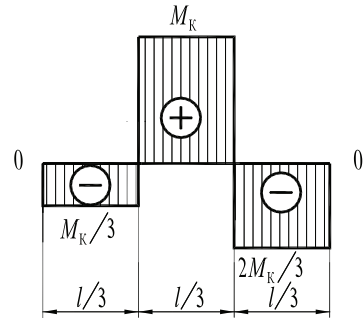
$T_1 = 850 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 370 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\omega = \text{const}$. Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

**Задание 16.2**

Для приведенного на схеме вала (см. задание 16.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 16.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.

**Задание 16.4**

Определить величину наибольших касательных напряжений τ_{\max} в поперечном сечении вала диаметром $d = 130 \text{ мм}$, скручиваемого моментом $M_K = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Задание 16.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 150 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 50 \text{ МПа}$.

Задание 16.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 150 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,5 \text{ градус/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

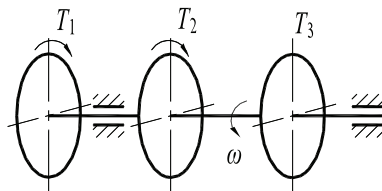
Билет 17

Задание 17.1

Определить величину и направление момента T_3 .

$$T_1 = 480 \text{ Н}\cdot\text{м}, T_2 = 270 \text{ Н}\cdot\text{м}, \omega = \text{const.}$$

Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

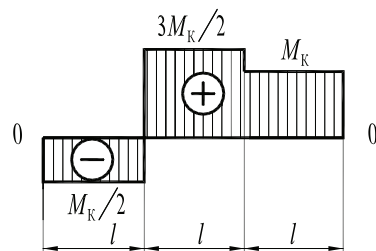


Задание 17.2

Для приведенного на схеме вала (см. задание 17.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 17.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.



Задание 17.4

Для вала, эпюра внутренних крутящих моментов которого представлена в задании 17.3, построить эпюру касательных напряжений τ . Диаметр поперечного сечения вала по всей длине постоянен.

Задание 17.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 240 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 80 \text{ МПа}$.

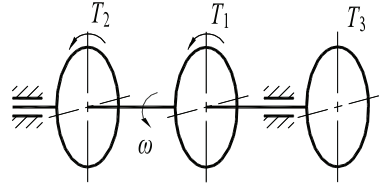
Задание 17.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 240 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,8 \text{ градус/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Билет 18**Задание 18.1**

Определить величину и направление момента T_3 .

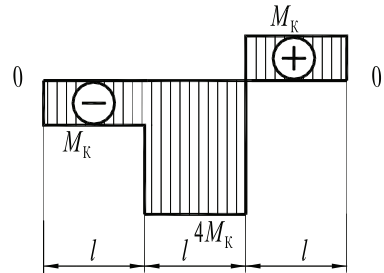
$T_1 = 530 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 470 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\omega = \text{const}$. Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

**Задание 18.2**

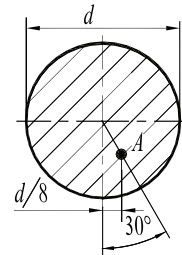
Для приведенного на схеме вала (см. задание 18.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 18.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.

**Задание 18.4**

Определить касательные напряжения в точке A (τ_A) поперечного сечения скручивающегося вала диаметром d , если известно, что наибольшие касательные напряжения в этом сечении $\tau_{\max} = 60 \text{ МПа}$.

**Задание 18.5**

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 480 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 60 \text{ МПа}$.

Задание 18.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 480 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,1 \text{ градус/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

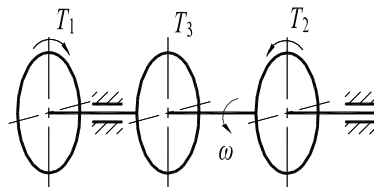
Билет 19

Задание 19.1

Определить величину и направление момента T_3 .

$$T_1 = 820 \text{ Н}\cdot\text{м}, T_2 = 170 \text{ Н}\cdot\text{м}, \omega = \text{const.}$$

Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

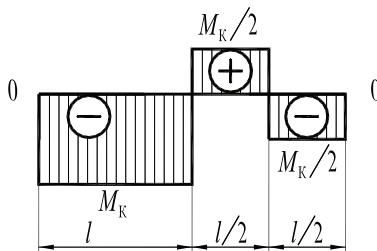


Задание 19.2

Для приведенного на схеме вала (см. задание 19.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 19.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.



Задание 19.4

Определить величину наибольших касательных напряжений τ_{\max} в поперечном сечении вала диаметром $d = 63 \text{ мм}$, скручиваемого моментом $M_K = 250 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Задание 19.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 720 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 90 \text{ МПа}$.

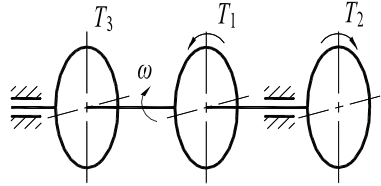
Задание 19.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 720 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,01 \text{ рад/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Билет 20**Задание 20.1**

Определить величину и направление момента T_3 .

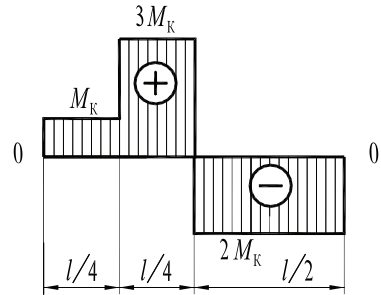
$T_1 = 1240 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 780 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\omega = \text{const}$. Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

**Задание 20.2**

Для приведенного на схеме вала (см. задание 20.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 20.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.

**Задание 20.4**

Для вала, эпюра внутренних крутящих моментов которого представлена в задании 20.3, построить эпюру касательных напряжений τ . Диаметр поперечного сечения вала по всей длине постоянен.

Задание 20.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 1200 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{KP}] = 85 \text{ МПа}$.

Задание 20.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 1200 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,04 \text{ рад/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

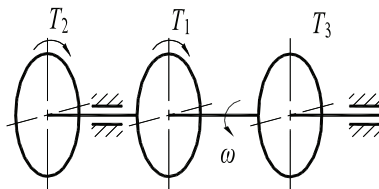
Билет 21

Задание 21.1

Определить величину и направление момента T_3 .

$$T_1 = 270 \text{ Н} \cdot \text{м}, T_2 = 680 \text{ Н} \cdot \text{м}, \omega = \text{const.}$$

Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

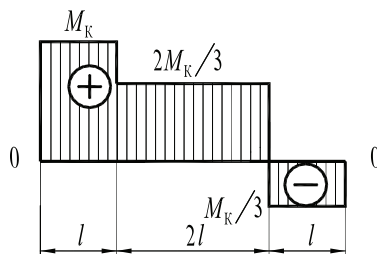


Задание 21.2

Для приведенного на схеме вала (см. задание 21.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

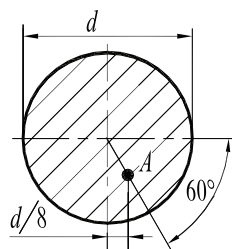
Задание 21.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.



Задание 21.4

Определить касательные напряжения в точке A (τ_A) поперечного сечения скручивающегося вала диаметром d , если известно, что наибольшие касательные напряжения в этом сечении $\tau_{\max} = 120 \text{ МПа}$.



Задание 21.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 970 \text{ Н} \cdot \text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{KP}] = 110 \text{ МПа}$.

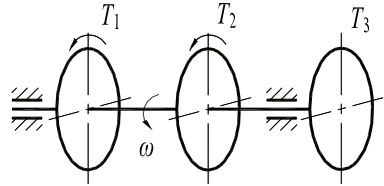
Задание 21.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 970 \text{ Н} \cdot \text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,05 \text{ рад/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Билет 22**Задание 22.1**

Определить величину и направление момента T_3 .

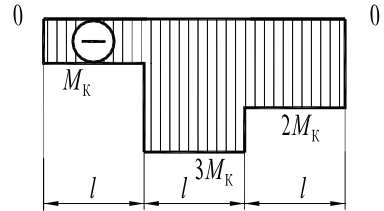
$T_1 = 350 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 275 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\omega = \text{const}$. Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

**Задание 22.2**

Для приведенного на схеме вала (см. задание 22.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 22.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.

**Задание 22.4**

Определить величину наибольших касательных напряжений τ_{\max} в поперечном сечении вала диаметром $d = 100 \text{ мм}$, скручиваемого моментом $M_K = 1500 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Задание 22.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 2500 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 130 \text{ МПа}$.

Задание 22.6

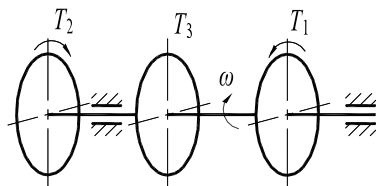
Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 2500 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,02 \text{ рад/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Билет 23

Задание 23.1

Определить величину и направление момента T_3 .

$T_1 = 1020 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 770 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\omega = \text{const}$. Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

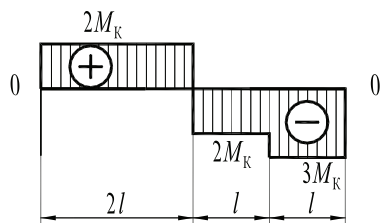


Задание 23.2

Для приведенного на схеме вала (см. задание 23.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 23.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.



Задание 23.4

Для вала, эпюра внутренних крутящих моментов которого представлена в задании 23.3, построить эпюру касательных напряжений τ . Диаметр поперечного сечения вала по всей длине постоянен.

Задание 23.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 3000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 80 \text{ МПа}$.

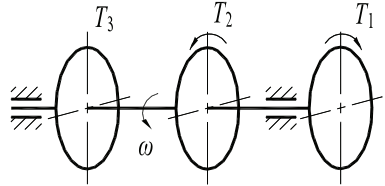
Задание 23.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 3000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,15 \text{ градус/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Билет 24**Задание 24.1**

Определить величину и направление момента T_3 .

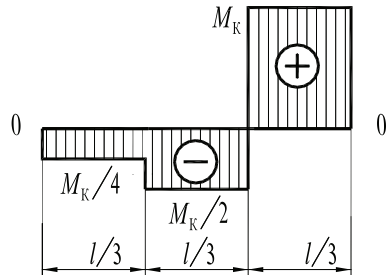
$T_1 = 930 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 480 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\omega = \text{const}$. Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

**Задание 24.2**

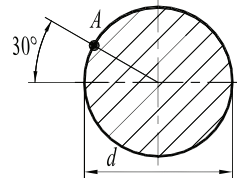
Для приведенного на схеме вала (см. задание 24.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 24.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.

**Задание 24.4**

Определить касательные напряжения в точке A (τ_A) поперечного сечения скручивающегося вала диаметром d , если известно, что наибольшие касательные напряжения в этом сечении $\tau_{\max} = 60 \text{ МПа}$.

**Задание 24.5**

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 40 \text{ МПа}$.

Задание 24.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 1,0 \text{ градус/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

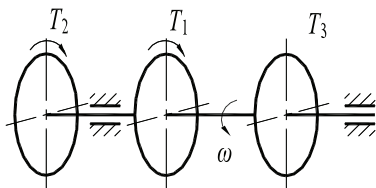
Билет 25

Задание 25.1

Определить величину и направление момента T_3 .

$$T_1 = 570 \text{ Н}\cdot\text{м}, T_2 = 380 \text{ Н}\cdot\text{м}, \omega = \text{const.}$$

Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

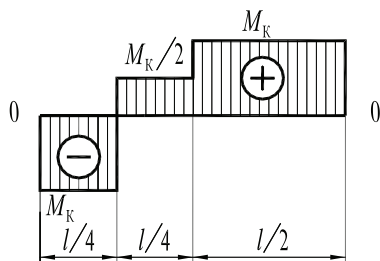


Задание 25.2

Для приведенного на схеме вала (см. задание 25.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

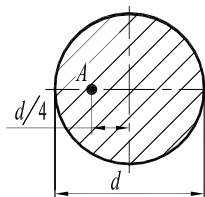
Задание 25.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.



Задание 25.4

Определить касательные напряжения в точке A (τ_A) поперечного сечения скручивающегося вала диаметром d , если известно, что наибольшие касательные напряжения в этом сечении $\tau_{\max} = 80 \text{ МПа}$.



Задание 25.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 900 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{KP}] = 90 \text{ МПа}$.

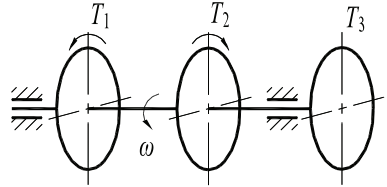
Задание 25.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 900 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,02 \text{ рад/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Билет 26**Задание 26.1**

Определить величину и направление момента T_3 .

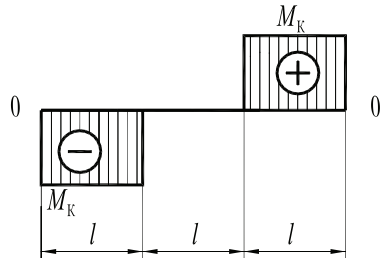
$T_1 = 300 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 400 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\omega = \text{const}$. Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

**Задание 26.2**

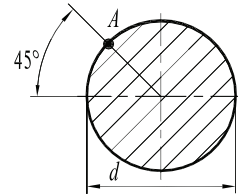
Для приведенного на схеме вала (см. задание 26.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 26.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.

**Задание 26.4**

Определить касательные напряжения в точке A (τ_A) поперечного сечения скручивающегося вала диаметром d , если известно, что наибольшие касательные напряжения в этом сечении $\tau_{\max} = 60 \text{ МПа}$.

**Задание 26.5**

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 600 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 75 \text{ МПа}$.

Задание 26.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 600 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,2 \text{ градус/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

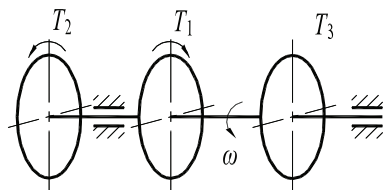
Билет 27

Задание 27.1

Определить величину и направление момента T_3 .

$$T_1 = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}, T_2 = 300 \text{ Н}\cdot\text{м}, \omega = \text{const.}$$

Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

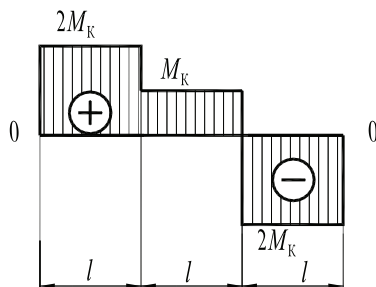


Задание 27.2

Для приведенного на схеме вала (см. задание 27.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 27.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.



Задание 27.4

Определить величину наибольших касательных напряжений τ_{\max} в поперечном сечении вала диаметром $d = 80 \text{ мм}$, скручиваемого моментом

$$M_K = 900 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Задание 27.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 700 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 55 \text{ МПа}$.

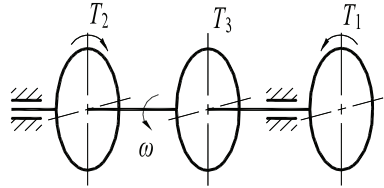
Задание 27.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 700 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,15 \text{ градус/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Билет 28**Задание 28.1**

Определить величину и направление момента T_3 .

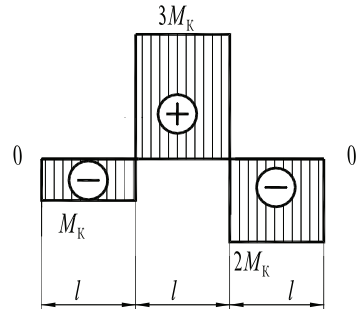
$T_1 = 250 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 600 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\omega = \text{const}$. Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

**Задание 28.2**

Для приведенного на схеме вала (см. задание 28.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 28.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.

**Задание 28.4**

Для вала, эпюра внутренних крутящих моментов которого представлена в задании 28.3, построить эпюру касательных напряжений τ . Диаметр поперечного сечения вала по всей длине постоянен.

Задание 28.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 850 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{кр}] = 65 \text{ МПа}$.

Задание 28.6

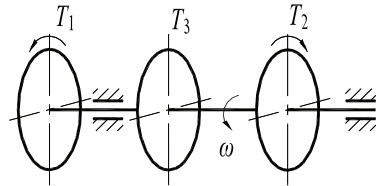
Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 850 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,04 \text{ рад/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Билет 29

Задание 29.1

Определить величину и направление момента T_3 .

$T_1 = 700 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $T_2 = 200 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $\omega = \text{const}$. Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

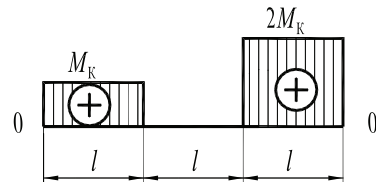


Задание 29.2

Для приведенного на схеме вала (см. задание 29.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

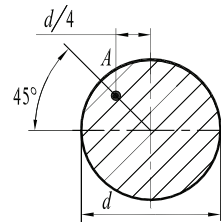
Задание 29.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.



Задание 29.4

Определить касательные напряжения в точке A (τ_A) поперечного сечения скручиваемого вала диаметром d , если известно, что наибольшие касательные напряжения в этом сечении $\tau_{\max} = 80 \text{ МПа}$.



Задание 29.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 550 \text{ Н} \cdot \text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{KP}] = 65 \text{ МПа}$.

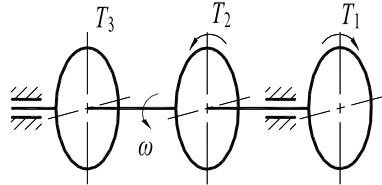
Задание 29.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 550 \text{ Н} \cdot \text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,03 \text{ рад/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Билет 30**Задание 30.1**

Определить величину и направление момента T_3 .

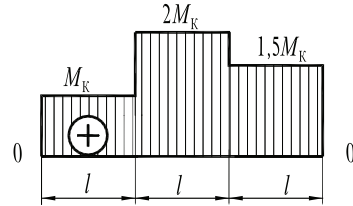
$T_1 = 150 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 400 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\omega = \text{const}$. Положительным считать момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью.

**Задание 30.2**

Для приведенного на схеме вала (см. задание 30.1) построить эпюру внутренних крутящих моментов M_K .

Задание 30.3

По эпюре внутренних крутящих моментов построить эпюру углов закручивания φ . Жесткость вала по всей его длине постоянна.

**Задание 30.4**

Определить величину наибольших касательных напряжений τ_{\max} в поперечном сечении вала диаметром $d = 40 \text{ мм}$, скручиваемого моментом $M_K = 400 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Задание 30.5

Определить минимально допустимый диаметр вала d из условия прочности на кручение. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 550 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемые напряжения материала вала $[\tau_{\text{кр}}] = 45 \text{ МПа}$.

Задание 30.6

Определить минимально допустимый диаметр стального вала d из условия жесткости. Наибольший крутящий момент $M_{K\max} = 550 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 0,25 \text{ градус/м}$, модуль упругости при сдвиге $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Библиографический список

Иосилевич, Г. Б. Прикладная механика : учебник для вузов / Г. Б. Иосилевич, Г. Б. Строганов, Г. С. Маслов ; под редакцией Г. Б. Иосилевича. Москва : Высшая школа, 1989. 351 с. — ISBN 5-06-000090-7.

Механика : методические указания по выполнению расчетно-графических работ : в 3 ч. / составители Л. П. Вязкова, Л. В. Мальцев, С. В. Бутанков. — Екатеринбург : УГТУ—УПИ, 2006. — Ч. 1. — 28 с.

Механика : сборник задач. В 3 ч. Ч. 1. Равновесие тела под действием плоской системы сил. Равновесие системы тел. Растяжение (сжатие) / составители Л. В. Мальцев [и др.]. — Екатеринбург : УГТУ—УПИ, 2009. — 30 с.

Механика : сборник задач. В 3 ч. Ч. 2. Кручение. Изгиб / составители В. М. Зиомковский [и др.]. — Екатеринбург : УГТУ—УПИ, 2009. — 32 с.

Прикладная механика : методические указания по выполнению курсовых и расчетно-графических работ / составитель Л. П. Вязкова. — Екатеринбург : УГТУ—УПИ, 2007. — 55 с.

Прикладная механика : методические указания по выполнению расчетно-графических работ : в 2 ч. / составители Л. П. Вязкова [и др.]. — Екатеринбург : УГТУ—УПИ, 1996. — Ч. 1. — 32 с.

Степин, П. А. Сопротивление материалов : учебник для машиностроительных специальных вузов / П. А. Степин. — 8-е изд. — Москва : Высшая школа, 1988. — 367 с.: ил.

Троицкий, И. В. Сопротивление материалов : учебное пособие / И. В. Троицкий, В. М. Зиомковский. — Екатеринбург : УГТУ—УПИ, 2008. — 102 с. — ISBN 978-5-321-01274-1.



ВЯЗКОВА ЛЮДМИЛА ПАВЛОВНА

Старший преподаватель, кафедра «Металлургические и роторные машины»



МАЛЬЦЕВ ЛЕВ ВИТАЛЬЕВИЧ

Доцент, кандидат технических наук, кафедра «Металлургические и роторные машины»



ПАРЫШЕВ СЕРГЕЙ ВЛАДИМИРОВИЧ

Доцент, кандидат технических наук, кафедра «Металлургические и роторные машины»